TECHNIKA SAMOCHODOWA

ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Nr 1 WARSZAWA, STYCZEŃ 1939 1 zł

KURS KONSTRUKCJI
POMOCY WARSZTATOWYCH

Sekcja Warsztatowa Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich podaje do wiadomości, iż zorganizowała, dla pracowników biura fabrykacyjnego, kurs z dziedziny opracowań warsztatowych konstrukcji uchwytów, przyrządów, narzędzi i sprawdzianów, który ma za zadanie rozszerzenie ich wiadomości, danie podstaw teoretycznych i praktycznych (na ćwiczeniach konstrukcji), oraz usystematyzowanie wiadomości zdobytych dorywczo z tytułu pracy zawodowej.

Na wykładowców zaproszono specjalistów, przedstawicieli z szeregu fabryk, a kierownictwo Kursu powierzono p. inż. E. Matyce z Państwowych Zakładów Inżynierii.

Kurs rozpocznie się w środę 15-go lutego 1939 r. i będzie trwał trzy miesiące po 4 do 5 razy tygodniowo po 3 godziny dziennie między 18 a 20.30.

Opłaty wyniosą po 80 zł od osoby, płatne przed rozpoczęciem Kursu najpóźniej do dnia 7 lutego b. r.

Zapisy kandydatów przyjmuje sekretariat Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich (Al. Jerozolimskie 8, m. 13, tel. 281-85) codziennie od godz. 9-ej do 16-ej oraz wieczorami od 18-ej do 20-ej codziennie za wyjątkiem sobót.

Termin zapisów upływa 7 lutego b. r.

Przy zgłoszeniu prosimy podać: imię, nazwisko, instytucję zatrudniającą, zajmowane stanowisko, ilość lat pracy zawodowej, wykształcenie i adres.

Rok V — Warszawa — styczeń — 1939 — Nr 1

TECHNIKA SAMOCHODOWA

MIESIĘCZNIK
ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Redaktor odpowiedzialny: inż. Jerzy Werner. — Wydawca: Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich

Treść nr 1

Inż. Jerzy Werner
Koło Inż. Sam. SIMP

DO CZEGO POWINNIŚMY DĄŻYĆ?

Dla większości ludzi odzwierciedleniem obecnego stanu motoryzacji jest ilość pojazdów mechanicznych, krążących po naszym kraju. Laikom i przesadnym optymistom wystarcza bezwzględna cyfra rocznego przyrostu ilości pojazdów i cyfrę tę wysuwają jako sztandarowe i efektowne osiągnięcie naszych oficjalnych motoryzatorów.

Zapominają jednak, że nawet te bardzo skromne postępy, bo zaledwie 12.075 pojazdów w okresie od 1 stycznia 1936 do 1 maja 1938 roku, a więc w ciągu 28 miesięcy, osiągnięte zostały przy dużym udziale zagranicznych wytwórni samochodowych, produkty których zostały wwiezione czy to w formie gotowych samochodów, czy to w formie części, z których złożono wozy w krajowych montowniach, przy zatrudnieniu małej stosunkowo liczby rąk roboczych i przy minimalnej współpracy przemysłu, zainteresowanego w krajowej produkcji samochodowej. Według bowiem danych „Bureau Permanent International des Constructeurs d'Automobiles" w ciągu 1937 r. zaledwie 19,7% wozów sprzedanych w Polsce, było pochodzenia krajowego.

Nie ulega żadnej wątpliwości, że *ten system wzbogacania naszego taboru motorowego jest pozbawiony wszelkich zalet* z punktu widzenia gospodarki społecznej, gdyż stwarza monopol korzyści dla przedstawicielstw zagranicznych i nielicznych montowni, zamiast możliwości ożywienia całej dziedziny rodzimego przemysłu przetwórczego.

Nie posiada też zalet z punktu widzenia militarnego, gdyż mnoży ilość firm i typów samochodów (w Polsce doniedawna około 290), obniżając przez to wartość mobilizacyjną sprzętu rynkowego, oraz potęgując trudności usystematyzowania zaopatrzenia go w części zamienne.

Te dwa zasadnicze motywy są dostatecznie silnymi argumentami dla oparcia naszej motoryzacji *na samodzielnej wytwórczości mocno rozbudowanego krajowego przemysłu motoryzacyjnego*.

Jedną z trudniejszych do zwalczenia przeszkód na tej drodze jest *akcja kapitału zagranicznego*, zainteresowanego w jak najdłużej trwającej zależności gospodarczej naszego kraju od czynników zewnętrznych, które z pewnością potrafią znaleźć sobie świadomych, czy nieświadomych, propagatorów rzekomego niedorośnięcia Polski do posiadania własnego przemysłu samochodowego.

Przeszkodę tę najłatwiej mogą usunąć nasze Władze Wojskowe, które niewątpliwie zdają sobie sprawę z powagi i szkodliwości konsekwencji, jakie mogą być skutkiem takich niepowołanych wpływów w dziedzinie motoryzacji. Dziś bowiem nikomu już nie trzeba dowodzić jak wielkie znaczenie ma dla obronności kraju silny przemysł motoryzacyjny i zmotoryzowane społeczeństwo.

Jednakże by pójść dalej po właściwej drodze nie wystarczy sparaliżowanie akcji importowo-montownianej. *Byłby to jedynie etap wstępny do przejścia na czysto krajową produkcję*. A więc produkcję opartą o krajowe konstrukcje.

Dla zrealizowania tych zamierzeń potrzeba jednak *woli i znajomości rzeczy*.

Te dwa czynniki sprowadzają się do zagadnienia ludzi.

Wbrew często powtarzanemu zdaniu twierdzę, że ludzi, zarówno inżynierów, jak i techników, posiadających dostateczne kwalifikacje zawodowe, wynikające z odbytych studiów samochodowych, nie brak. Obok fachowości nie brak im również woli i zapału do pracy nad rozwojem tej dziedziny naszego przemysłu. Że są to przeważnie ludzie młodzi, to tylko zwiększa możliwości osiągnięcia przez nich zamierzonego celu. A więc *mózgi są — trzeba je tylko chcieć wykorzystać*.

Daleko trudniejszym do rozwiązania jest problem fachowych rąk roboczych, który musi być załatwiony na innej płaszczyźnie, jako zagadnienie stanowiące o przyszłości szerzej jeszcze pojętych państwowych zamierzeń przemysłowo-gospodarczych. Na ten problem jednak organizacje inżynierskie nieraz już zwracały uwagę i o nim, jako wiążącym się ze sprawą technicznego szkolenia kadr robotniczych, w tej chwili pisać nie będę.

Ale najlepiej dobrany zespół ludzi, moralnie i technicznie pełnowartościowych nie jest w stanie dojść do najlepszych, możliwych do osiągnięcia wyników, jeżeli będzie użyty do prac bezplanowych, nieskoordynowanych, chaotycznych.

Podstawowym bowiem warunkiem jakości osiągnięć jest działanie planowe.

Największym brakiem wszelkich poczynań motoryzacyjnych na terenie Polski, od chwili odzyskania Jej bytu niepodległego, był brak planu; byłoby lepiej, gdyby działano na zasadzie nawet jakiegoś bardzo niedoskonałego, choćby tylko w zarysach przemyślanego, ale konsekwentnie przeprowadzanego planu. Ekwilibrystyczne skoki od niedokończonych prób produkcji w kraju, do licencji i montażu, zbyt ostrożny nawrót do produkcji i ponowny zwrot ku montowniom i uprzywilejowanemu importowi, są dostatecznym usprawiedliwieniem obecnego, kompromitującego nas stanu rzeczy. W tabeli państw europejskich, uszeregowanych według ilości mieszkańców, przypadających na jeden pojazd mechaniczny, Polska zajmuje jedno z końcowych miejsc, zdradzając na tle dynamizmu niektórych sąsiadów, obraz przerażającego niedorozwoju.

Wszyscy muszą zrozumieć, że sprawa zaopatrzenia Armii i rynku prywatnego w odpowiednie tak co do właściwości, jak i jakości, pojazdy mechaniczne, może być rozwiązana jedynie na płaszczyźnie realizacji konstrukcji krajowych, opartych o sumienną analizę potrzeb poszczególnych formacji wojskowych i przeciętnych użytkowników pojazdów prywatnych, na tle krajowych warunków eksploatacyjnych. Żadne adaptacje konstrukcji zagranicznych nie dadzą 100%-wego rozwiązania, gdyż nie mogą, z natury rzeczy, uwzględniać wszystkich warunków lokalnych, podyktowanych czy to charakterem produkcji, czy kwestiami materiałowymi, czy stopniem rozwoju przemysłu pomocniczego, czy wreszcie wymaganiami specjalnymi, jak: przydatność militarna, łatwość zaopatrzenia w części zamienne, silnie rozbudowana sieć stacji obsługi i firmowych warsztatów naprawczych itp.

Rozwój konstrukcji krajowej posiada poza tym niezmierne znaczenie jako czynnik powstania armii wyszkolonych konstruktorów samochodowych, którzy przyczyniając się do stałego rozwoju twórczości w tej dziedzinie w czasie pokoju, są zdolni, na wypadek wojny zapewnić Państwu odpowiednie środki obronne, współmierne z postępem środków agresji napastnika.

A zatem założeniem wyjściowym planu motoryzacyjnego powinna być konieczność oparcia produkcji krajowej na konstrukcjach krajowych.

Plan ten powinien być wpleciony w ogólny plan państwowych zamierzeń gospodarczych, jako wkraczający w wielu wypadkach w dziedziny, podlegające różnorodnym resortom władzy wykonawczej, i winien uwzględniać szereg postulatów poniżej wyszczególnionych w zarysie.

Opierając się na statystyce sprzedaży wozów w ostatnich latach, oraz na zbadaniu ilości ewentualnego zapotrzebowania wozów na rynku prywatnym (badania takie prowadzi np. w Anglii „Society of Motor Manufactures and Traders Ltd.", które na rok 1937 przewidziało na ich zasadzie popyt na samochody z błędem zaledwie 3,6%), uwzględniając postęp, jaki w stosunku do lat dotychczasowych mogą zapewnić właściwe, popierające motoryzację zarządzenia skarbowe, oraz prace nad ulepszeniem nawierzchni naszych dróg, ustalić zapotrzebowanie rynku prywatnego na przestrzeni najbliższych lat. Przyjmując dalej pewne możliwości eksportowe, które istnieją dla Polski w tej dziedzinie, oraz zapotrzebowanie Armii, ustalić wielkość i charakter produkcji krajowych fabryk samochodowych.

Śmiało dziś można twierdzić, że w zakresie normalnie najpopularniejszych typów prywatnych samochodów osobowych i ciężarowych, oraz wojskowych samochodów specjalnych, produkcja ta mogłaby być oparta całkowicie na konstrukcjach krajowych, niewiele lub wcale ustępujących, a niekiedy może przewyższających co do jakości odpowiednie wyroby zagraniczne. Nieznaczne braki w gamie konstrukcji krajowych dotyczyłyby typów mniej rozpowszechnionych, a tym samym odgrywających mniejszą rolę w całości zagadnienia. Uzupełnienie ich drogą zaprojektowania i realizacji nowych konstrukcji krajowych nie przedstawiałoby większych technicznych trudności; pod presją warunków gospodarczych, możliwe byłoby również drogą czystego importu, bez podważania równowagi całego planu, jako dotyczące nielicznych jednostek o charakterze bardzo specjalnym.

Na zasadzie zestawienia ilości pojazdów wyprodukowanych i sprzedanych w kraju w ciągu lat ostatnich, można twierdzić, że ustalona na powyższych zasadach ilość produkcji krajowego przemysłu samochodowego przewyższałaby jego dotychczasowe możliwości. Produkcja ta wymagałaby więc rozplanowania i odpowiednich przydziałów.

Pełne planowe wykorzystanie możliwości wytwórczych istniejących fabryk samochodowych z pewnością przyczyniłoby się znakomicie do obniżenia kosztów ich utrzymania, a co za tym idzie do obniżenia cen produktów, lub zmniejszenia wielkości premii za nie. Pozostała, niewykonalna na razie dla istniejących wytwórni samochodowych, część zamówień musiałaby być przydzielona obecnym montowniom, lub większym zakładom przetwórczym, zachęconym do współpracy przez czynniki państwowe, dysponujące przecie w tej dziedzinie różnorodnymi środkami.

Rozwój popytu na produkty rozpoczętej w ten sposób wytwórczości pozostawiłby z pewnością nieco czasu na stopniowe przeprowadzenie natychmiast rozpoczętych in-

westycji i rozbudowę fabryk istniejących. Tak więc decyzja rozpoczęcia produkcji musiałaby się łączyć z zarządzeniem zainwestowania się montowni w kierunku fabrykacji konstrukcji krajowych, idąc po linii ich mniej lub więcej szczerych zamierzeń produkowania, a nadając tym planom daleko większy, z punktu widzenia społeczno-gospodarczego, ciężar gatunkowy.

Skasowanie uprzywilejowanego importu w postaci 95%-owych zniżek celnych dla części sprowadzanych przez niektóre montownie, i tym samym zrównanie ich konkurencyjności w stosunku do innych marek importowanych, obłożonych pełnym cłem, a podniesienie ceł dla tych typów zagranicznych pojazdów mechanicznych, które konkurowały by z typami, przeznaczonymi do produkcji w kraju, byłoby dalszym etapem na drodze do stworzenia krajowego rynku zbytu dla wytworów krajowego przemysłu samochodowego. Siłą tych posunięć import w każdej postaci musiałby zmaleć i ograniczać się do zaspakajania jedynie specjalnych potrzeb, a dotychczasowe montownie stałyby się pełnowartościowymi wytwórniami.

Szereg zarządzeń skarbowych, faworyzujących samochody wykonane w kraju, jeszcze bardziej zwiększyłby popyt na nie.

I tak obecnie przysługujący nabywcy samochodu zwrot 20% ceny nabytego wozu, z sum wpłaconych z tytułu podatku dochodowego winien być wypłacany wyłącznie osobom, kupującym samochody rzeczywiście wytworzone w kraju. W ten sposób rozporządzenie, które w dużej mierze przyczyniło się do zwiększenia popytu na wozy utraciło by cechy ujemne w postaci zachęty do kupna dowolnego samochodu, nawet pozbawionego znaczenia mobilizacyjnego, i wytyczyłoby kierunek, w którym powinien kroczyć nabywca samochodu, ku pożytkowi Państwa i własnemu, zgodnie z tym co już wyżej zaznaczyłem w związku z konstrukcjami zakwalifikowanymi do produkcji. Prawo do ulg podatkowych winni posiadać również nabywcy tych typów samochodów używanych, które jako nowe z niego korzystają. Podstawą do wymiaru przysługującego w tym wypadku zwrotu podatku mogłaby być cena, wyznaczona za dany wóz przez specjalnie w tym celu powołany organ taksacyjny.

Samochody wyprodukowane w kraju, używane do przewozu zarobkowego, winny ponadto korzystać ze specjalnych ulg eksploatacyjnych.

Obniżenie cen benzyny byłoby następnym czynnikiem, sprzyjającym rozpowszechnianiu się samochodu, jako środka transportu i komunikacji. Pozycje, które składają się na cenę benzyny w Polsce są następujące:

Podatek spożywczy	7,22	gr/litr
Opłata na Państwowy Fundusz Drog.	7,93	„
Podatek obrotowy	0,25	„
Fracht Drohobycz — Warszawa	6,58	„
Czynsz terenu pod pompę	1,43	„
Wynagrodzenie obsługi	4,00	„
Manco na stacji benzynowej	0,90	„
Dowóz do pompy	1,37	„
Koszty administracyjne	2,83	„
Razem	32,51	gr/litr
Zostaje na wszystkie koszta rafinerii	25,49	„
Cena w pompie	58,00	gr/litr

Bez wielkiej szkody dla równowagi budżetu państwowego mogłoby ulec redukcji, lub likwidacji, obciążenie benzyny opłatą na Państwowy Fundusz Drogowy, a redukcji wysokość podatku spożywczego. Zwiększenie spożycia wskutek spadku ceny, pokryłoby w pewnym stopniu poniesione straty materialne, nie mówiąc o wielkim znaczeniu moralnym takiego posunięcia. Zbyt dużą pozycję stanowi również fracht na przestrzeni Drohobycz—Warszawa. Pozycja ta przy pewnym wysiłku prawdopodobnie mogłaby ulec zmniejszeniu.

Jednakże sprawa paliwa nie powinna być rozwiązana jedynie w drodze ofiar ze strony Państwa. I przemysł naftowy winien wziąć w niej udział. zmniejszając niektóre pozycje, składające się na sumę 25,49 gr/litr.

Gdyby w Polsce stosunek całkowitych obciążeń podatkowych jednego litra benzyny do jej ceny rynkowej osiągnął taki poziom jak np. w Danii (podatek stanowi tam około 72% czyli 15,5 gr/litr — ceny sprzedaży wynoszącej 21,5 gr/litr), Francji (ok. 74%), lub Włoszech (ok. 70%), to przy zachowaniu wysokości obecnego udziału opłat podatkowych, cena sprzedaży mogłaby osiągnąć wielkość około 34 gr/litr. W odrębnych warunkach lokalnych tak daleko idące zmiany nie są niestety w Polsce osiągalne, jak widać jednak z przytoczonego zestawienia zejście poniżej 50 gr/litr nie byłoby praktyczną niemożliwością.

Dalsze popieranie budownictwa garażowego winno być zachowane dla usunięcia trudności, spowodowanych brakami w tej dziedzinie, a odstraszających dziś wielu ewentualnych nabywców.

Przechodząc do innych czynników sprzyjających rozwojowi motoryzacji należy podkreślić, jako bardzo ważną, kwestię jakości naszych dróg. Dalecy jesteśmy od uroczystości, jaka ostatnio miała miejsce w Niemczech w związku z ukończeniem 3000 km autostrad, jednakże dla wzrostu ilości pojazdów koniecznym jest poświęcenie odpowiednich funduszów z budżetu państwowego na ulepszenie istniejących i budowę nowych dróg o trwałych, ulepszonych nawierzchniach.

Inwestycje, konieczne dla rozbudowy przemysłu samochodowego, w związku ze wzrostem zapotrzebowania na jego wyroby, winny przewidywać

poważne sumy na budowę i prowadzenie firmowych stacji obsługi, przynajmniej w każdym większym mieście naszego kraju.

Łatwość zdobycia części zamiennych, taniość i solidność robót wykonywanych sumiennie i ze znajomością rzeczy będą z pewnością dalszym czynnikiem zapewniającym samochodowi popularność i przyczyniającym się do jego rozpowszechnienia, usuwając wyzysk mniej świadomych automobilistów przez różnych, nie zawsze uczciwych, pseudofachowców.

Skutkiem tak szeroko pojętej akcji promotoryzacyjnej będzie wzrost zapotrzebowania na wozy krajowe. Idąca z tym w parze rozbudowa istniejących fabryk samochodowych i budowa nowych, nie rozwiązałaby zagadnienia całkowicie. Już dziś należy działać w kierunku zapewnienia właściwych możliwości rozwojowych przemysłowi pomocniczemu, bez którego nie można sobie wyobrazić powodzenia całego planu. Jednym z najważniejszych warunków stworzenia takich możliwości jest plan, pozwalający na przydziały wytwórniom tego przemysłu większych zamówień, wiążących się z wielkością przewidywanej produkcji zasadniczych fabryk samochodowych. Zamówienia takie powinny być udzielane w czasie, umożliwiającym danemu kontrahentowi należyte zainwestowanie się, bez szkody dla terminu wykonania. Dla dokonania potrzebnych inwestycji należy udzielać przemysłowi pomocniczemu jak najdalej idącego poparcia finansowego w formie nisko oprocentowanego kredytu i ulg podatkowych.

Tak rozbudowany przemysł samochodowy, zasadniczy i pomocniczy, będzie mógł śmiało sprostać swym zadaniom, pokrywając w całości zapotrzebowanie rynku krajowego, mogąc myśleć o rozszerzeniu swych wpływów na państwa słabiej uprzemysłowione i stanąć w rzędzie przemysłów eksportujących. W tym kierunku winny bezwzględnie iść nasze ambicje. Już dziś bowiem istnieje szereg państw, które pragnęłyby u nas zaopatrywać się w sprzęt motorowy. Jeżeli w stosunkowo krótkim czasie nie wykorzystamy nasuwających się sposobności mogą się one nie powtórzyć, gdyż ubiegną nas konkurenci.

Nie należy też zapominać o wielkiej potędze, jaką przedstawia propaganda oraz o tym, jakie daje korzyści. Wartości te nie są u nas dostatecznie oceniane. Budowanie zrębów pod polski przemysł samochodowy wymagało wielkich wysiłków, ale dało szereg pozytywnych osiągnięć, o których często nie są poinformowani nawet ci, którzy odgrywają w Państwie bardzo poważną rolę. Dlaczego społeczeństwo nie jest dostatecznie poinformowane, że w Polsce istnieją polskie konstrukcje samochodowe zupełnie na poziomie zagranicznych? Dlaczego nie stwarza się przychylnej atmosfery dla polskich konstrukcji? Czy dlatego, że ci, od których zależy ich produkcja wstydzą się, że dotąd jej nie rozpoczęto? Czy może dlatego, żeby nie psuć jak najdłużej sprzedaży wpływowym importerom? Czas skończyć z oszukiwaniem samych siebie, trzeba wykorzystać osiągnięcia w tej dziedzinie dla podniesienia wiary w wielkość i siły naszego Narodu, zarówno na terenie wewnętrznym, jak i zagranicznym. Czas zmienić wrogi stosunek mas do samochodu i wynieść go na należne mu miejsce czynnika podniesienia poziomu życia gospodarczego.

Tylko przez plan, oparty na rodzimych siłach, tak w konstrukcji, jak i produkcji, dojdziemy do racjonalnego rozwoju motoryzacji i do podniesienia kultury technicznej społeczeństwa, która tak wielkie ma znaczenie, a dziś na tak niskim stoi poziomie.

Jednakże by cel osiągnąć i powyżej wyszczególnione postulaty zrealizować, potrzeba kogoś, ktoby z zaparciem się siebie, z zapałem i niezłomną wolą wytrwania do końca, bez względu na trudności podjął trud wyprowadzenia dotychczasowej polityki motoryzacyjnej z chaosu, w jakim została pogrążona. Na to trzeba jednego człowieka, posiadającego rozległe pełnomocnictwa, a obarczonego całkowitą odpowiedzialnością.

We wrześniu 1937 roku Ogólnopolski Kongres Inżynierów we Lwowie uchwalił:

„Odpowiedzialnością za wykonanie planu motoryzacji, będącego na równi z przemysłem uzbrojeniowym częścią składową ogólnego planu inwestycyjnego Państwa, winna być obarczona jedna osoba, dysponująca radą fachowców, a obdarzona specjalnymi pełnomocnictwami i uzależniona bezpośrednio od Szefa Rządu".

Niestety dotąd uchwała ta nie została przez miarodajne czynniki wzięta pod uwagę.

Motoryzacja jest nadal domeną rządów Międzyministerialnej Komisji, a więc ciała zbiorowego, pozbawionego wszelkich cech jednowładztwa i zbiorowo odpowiedzialnego. Nie ma też mowy o żadnej radzie fachowców. A i w składzie samej Komisji nie widać żadnego fachowca. Jak dotąd abstynencja ta nie wychodzi na dobre naszej motoryzacji.

Życzyć więc należy na wstępie rozpoczynającego się roku ażeby sytuacja w tej dziedzinie uległa radykalnym zmianom, i by ludzie, którym zostanie powierzona piecza nad rozwiązaniem zagadnienia motoryzacji zerwali z dotychczasową metodą bezplanowego i częściowego załatwienia tej sprawy. Niech śmiało wkroczą na drogę realizacji wielkiego i opartego na rodzimych siłach planu, a znajdą szeroki oddźwięk zarówno w sferach technicznych, jak i w całym społeczeństwie, od dawna oczekujących zdecydowanych posunięć w tej dziedzinie.

Inż. Wacław Fachinetti
Koło Inż. Sam. S.I.M.P.

PRÓBA TEORETYCZNEGO WYZNACZENIA AMORTYZATORÓW DLA WOZÓW GĄSIENICOWYCH

Celem niniejszego artykułu jest wyznaczenie sił w amortyzatorach oraz obliczenie wymiarów szczelin przepływowych, zapewniających zadawalający stopień tłumienia.

Przy sposobności muszę jednak poruszyć kilka zagadnień pomocniczych.

Zagadnienie drgań układu nadresorowego jest zagadnieniem o wielu stopniach swobody, najważniejszą jednakże dla wozu gąsienicowego jest płaszczyzna rysunku, jak to widać na rys. 1, specjalnie zaś daje się odczuwać ruch wahadłowy dokoła środka między dwoma punktami podparcia masy nadresorowej. W płaszczyźnie rys. 1 można ułożyć, przyjmując oznaczenia jak niżej oraz z rys. 1 dwa równania:

G — masa nadresorowa;
x — przesunięcie pionowe;
α — obrót dookoła środka 0;
t — czas;
g — przyspieszenie ziemskie;
m — stała resorowania wózków;

$$\frac{G \cdot d^2x}{g \cdot dt^2} = -m_1(x - a_1) - m_2(x + a_2) \quad . \quad (1)$$

Oznaczając przez i ramię bezwładności masy nadresorowej, otrzymamy równanie:

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} = a_1 m_1 (x - a_1\alpha) - a_2 m_2 (x + a_2\alpha) \quad . \quad (2)$$

lub

$$\frac{G}{g} \cdot i^2 \left(\frac{d^2\alpha}{dt^2}\right) = a_1 m_1 \cdot (x - a_1\alpha) - a_2 m_2 \cdot (x + a_2\alpha) \quad (2a)$$

oznaczając przez:

$$a = \frac{(m_1 + m_2)\, g}{G}$$

$$b = \frac{(m_1 a_1 + m_2 a_2)\, g}{G}$$

$$c = \frac{(m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2)\, g}{G}$$

Otrzymamy dwa następujące równania:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + ax + b\alpha = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

dla ruchu prostolinijnego środka ciężkości oraz

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} + \frac{b}{i^2} \cdot x + \frac{c}{i^2} \cdot \alpha = 0 \quad . \quad . \quad (4)$$

dla ruchu kątowego dokoła środka 0.

Z równań tych widać, że obydwa ruchy ze zmienną niezależną α i x w ogóle występują jednocześnie, zaś tylko w jednym wypadku, kiedy $b = 0$, mogą być rozpatrywane osobno. Z warunku $b = 0$ otrzymujemy

$$m_1 a_1 = m_2 a_2. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Ze względu na dużą masę i zwartość budowy wozów gąsienicowych, przesunięcie środka ciężkości wozu ma tam miejsce tylko w nieznacznym stopniu wraz ze zmianą obciążenia. Wobec powyższego $a_1 \simeq a_2$, a co za tym idzie gdy $m_1 = m_2$, można powyższe równania rozpatrywać osobno, co zresztą wykorzystam w dalszej części artykułu.

Poszukiwanie środków drgań oraz ich częstotliwości

Oznaczmy przez p częstotliwość, możemy wówczas dla wyżej wspomnianych ruchów jako drgań harmonicznych napisać dwa równania:

$$x = A \cdot \cos(pt + \varphi)$$

$$\alpha = B \cdot \cos(pt + \varphi)$$

gdzie A, B i φ są to wielkości stałe.

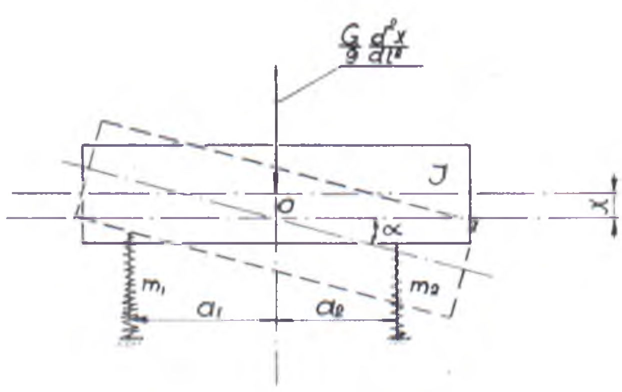
Zróżniczkujmy te równania względem czasu:

$$\frac{dx}{dt} = A \cdot p \cdot \sin(pt + \varphi)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -A \cdot p^2 \cdot \cos(pt + \varphi)$$

i analogicznie

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = -B \cdot p^2 \cdot \cos(pt + \varphi)$$



Rys. 1.

Wstawmy te wartości w poprzednie równania (3) i (4) i otrzymujemy:

$$A \,.\, (a - p^2) + b \,.\, B = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

oraz

$$\frac{b}{i^2} \cdot A + \left(\frac{c}{i^2} - p^2\right) \cdot B = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Rugując wielkości A i B z powyższych wzorów (6) i (7), otrzymamy pozorne równanie czwartego stopnia o następującej postaci:

$$\left(a - p^2\right) \cdot \left(\frac{c}{i^2} - p^2\right) - \frac{b^2}{i^2} = 0 \quad . \quad . \quad (8)$$

skąd otrzymujemy dwie wartości na częstotliwość, rozwiązując je względem p^2

$$p^4 - p^2\left(a + \frac{c}{i^2}\right) + \frac{ac - b^2}{i^2} = 0$$

$$p_{1,2} = \sqrt{{}^1/_2\left(\frac{c}{i^2} + a\right) \pm \sqrt{{}^1/_4\left(\frac{c}{i^2} - a\right)^2 + \frac{b^2}{i^2}}} \quad (9)$$

Dla $b = 0$ otrzymamy częstotliwości minimalne

$$p_1^2 = \frac{c}{i^2} = \frac{2\,ma^2}{\frac{G}{g}\,i^2} = \frac{k}{I}$$

oraz

$$p_2^2 = a$$

Obie częstotliwości mogą być rozważane jako ruchy wahadłowe koło dwóch punktów Q_1 i Q_2 (rys. 2 i 3), gdzie Q_2 jest środkiem wahań, znajdującym się poza punktami podparcia masy nadresorowej, a Q_1 — między wspomnianymi punktami.

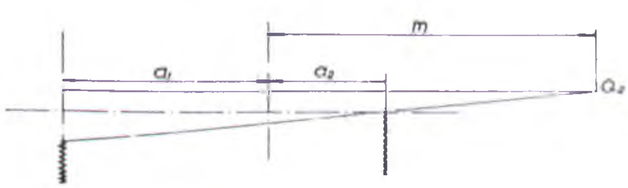
Wypadek 1 nazywamy kiwaniem nadwozia (koło środka Q_1), wypadek 2 nazywamy galopowaniem wozu (koła środka Q_2).

Iloczyn odcinków $m \,.\, n$ (rys. 2 i 3) w/g teorii drgań Timoszenki oblicza się z dwóch równań:

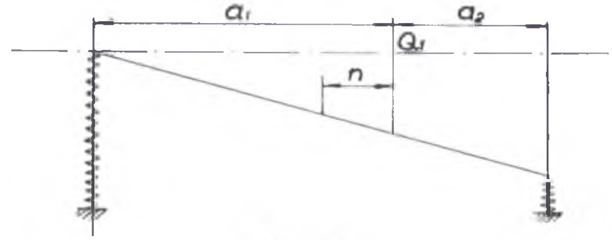
$$m \cdot n = \frac{b}{{}^1/_2\left(\frac{c}{i^2} + a\right) + \sqrt{{}^1/_4\left(\frac{c}{i^2} - a\right)^2 + \frac{b}{i^2}}} \cdot \frac{b}{{}^1/_2\left(\frac{c}{i^2} + a\right) - \sqrt{{}^1/_4\left(\frac{c}{i^2} - a\right)^2 + \frac{b}{i^2}}}$$

$$m \,.\, n = i^2.$$

Jeżeli w obliczone w ten sposób wielkości odcinków m i n, wstawimy $b = 0$, wielkość n staje się równa 0, to znaczy środek kiwania dąży do środka



Rys. 2.



Rys. 3.

ciężkości, a częstotliwość do minimum równego p_1, oraz odcinek m równy ∞, przy częstotliwości minimalnej równej p_2.

Galopowanie lub kiwanie wozu wystąpi wtedy gdy środek uderzenia względem przodu względnie tyłu wozu będzie się znajdował bliżej środka galopowania czy też kiwania.

Zajmijmy się teraz stłumieniem najdokuczliwszego z tych drgań za pomocą amortyzatorów hydraulicznych.

Do powyższych obliczeń wprowadzę założenia upraszczające, wynikające z poprzednich rozważań, mianowicie:

$$m_1 a_1 = m_2 a_2 = ma.$$

W tym wypadku galopowania nie będzie, natomiast wystąpią dwa niezależne ruchy — pionowy i dokoła środka ciężkości, gdzie z pewnych względów najdokuczliwszym jest ruch drugi.

Załóżmy, że przepływ w otworkach amortyzatorów odbywa się ruchem laminarnym, przy którym ważne jest prawo Poiseuile'a

$$\Delta = p = \lambda \cdot v$$

gdzie λ jest współczynnikiem lepkości cieczy, v — szybkość cieczy w otworku, p — odnośny spadek ciśnienia. Zakres istnienia tego prawa ograniczony jest liczbą Reynolds'a.

Wobec powyższego następujące obliczenia ważne są tylko w tych samych granicach.

Liczba Reynolds'a

$$R = v \,.\, \frac{d}{\mu}$$

gdzie d — średnica otworka w mm,

$\mu = \gamma_1 \frac{g}{\gamma}$ — bezwzględny spółczynnik lepkości,

$$\text{zaś} \quad \lambda = 32\,\frac{2}{d^2}\,\frac{F}{f}\,\gamma_1$$

gdzie γ_1 — kinematyczny współczynnik lepkości $\frac{\text{kg sek}^2}{\text{cm}^2}$.

Równanie ruchu dla jednostronnie działających amortyzatorów przedstawia się następująco:

$$I\,\frac{d^2\alpha}{dt^2} + a \cdot m \cdot (x_0 + a\,\alpha) - a \cdot m \cdot (x_0 - a\,\alpha) + b^2 \cdot \lambda \cdot \frac{d\,\alpha}{dt} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

gdzie x_0 — ugięcie statyczne resorów,

I — moment bezwładności względem środka ciężkości.

Z powyższego równania widać, że zawsze jeden z członów $a \cdot m \cdot (x_0 - a\alpha)$ będzie raz dodatni, raz ujemny, zależnie od tego czy x_0 jest większe czy mniejsze od $a\alpha$. Załóżmy x_0 większe od a, wówczas równanie można przedstawić w formie:

$$I\frac{d^2\alpha}{dt^2} + 2a^2 \cdot m + b^2 \cdot \frac{d\alpha}{dt} = 0 \quad . \quad . \quad (11)$$

Zakładając $2a^2 \cdot m = k$ oraz $b^2 \cdot \lambda = \lambda_1$ otrzymamy w formie ostatecznej równanie:

$$I\frac{d^2\alpha}{dt^2} + \lambda_1\frac{d\alpha}{dt} + k\alpha = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Jest to liniowe równanie różniczkowe drugiego rzędu, rozwiązujące się podstawieniem

$$\alpha = e^{rt} \qquad \frac{d\alpha}{dt} = re^{rt} \qquad \frac{d^2\alpha}{dt^2} = r^2 \cdot e^{rt}$$

Skąd po podstawieniu i skróceniu przez e^{rt} otrzymujemy warunek

$$Ir^2 + r + k = 0$$

(równanie charakterystyczne).

Ogólnie biorąc otrzymujemy dwie odpowiedzi na r:

$$r_{1,2} = -\frac{\lambda}{2I} \pm \frac{\sqrt{\lambda_1^2 - 4kI}}{2I} \quad . \quad . \quad (12a)$$

W wypadku gdy $\lambda_1^2 = 4kI$

$$r_{1\,2} = -\frac{\lambda_1}{2I} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

co, jak zobaczymy później, odpowiada drganiom aperiodycznym.

W wypadku, gdy λ_1^2 jest mniejsze od $4kI$, to jest gdy pierwiastki są zespolone

$$r_{1,2} = -\frac{\lambda_1}{2I} + i \cdot \frac{\sqrt{4kI - \lambda_1^2}}{2I}$$

a rozwiązanie ogólne równania w tym wypadku przyjmie charakter

$$\alpha = e^{-\lambda t} \cdot \cos\frac{\sqrt{4kI - \lambda_1^2}}{2I} \cdot t$$

częstotliwość

$$p = \frac{\sqrt{4kI - \lambda_1^2}}{2I} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Widzimy stąd, że na skutek tłumienia nastąpi zmniejszenie częstotliwości (wydłużenie okresu), gdy $k \cdot I$ jest możliwe najmniejsze, a zatem, gdy masa nadresorowa jest podwieszona możliwie najbliżej środka ciężkości oraz gdy λ_1 jest możliwie największe, to znaczy, gdy b (patrz rys. 1) jest możliwie największe, oraz zdolność tłumiąca amortyzatora — wystarczająco duża. Konstrukcyjnie są to warunki trudne do uwzględnienia, stanowią one jednak pewną wytyczną.

Rozwiążmy teraz równanie ruchu w wypadku $\lambda_1 + 4kI$. Rozwiązanie ogólne tego równania wygląda następująco (patrz równanie liniowe drugiego rzędu o spółczynnikach stałych w wypadku gdy równanie charakterystyczne ma jeden podwójny pierwiastek — równanie 13):

$$\alpha = A \cdot e^{rt} + B \cdot t \cdot e^{rt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = r \cdot A \cdot e^{rt} + B \cdot t \cdot r \cdot e^{rt} + Be^{rt}$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = r^2 \cdot A \cdot e^{rt} + B \cdot t \cdot r^2 \cdot e^{rt} + 2 \cdot B \cdot r \cdot e^{rt}$$

lub

$$\alpha = e^{rt}(A + B \cdot t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = e^{rt} \cdot (A \cdot r + B \cdot r \cdot t + B) \quad . \quad . \quad (17)$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = r \cdot e^{rt} \cdot (A \cdot r + B \cdot r \cdot t + 2 \cdot B) \quad . \quad (18)$$

Dla $t = 0$ $\frac{d\alpha}{dt} = 0$ (na początku ruchu szybkość kątowa $= 0$), skąd po podstawieniu do równania 16 $B = -A \cdot r$

$$\alpha = Ae^{rt} \cdot (1 - rt) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

Z warunków brzegowych wyznaczamy stałą A; dla $t = 0$ $\alpha = \alpha$ max., stąd z równ. 19 $A = \alpha$ max., a więc

$$\frac{d\alpha}{dt} = \alpha_{max} \cdot (e^{rt} - r^2 t)$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = -\alpha_{max} \cdot e^{rt}(rt + 1) = 0$$

skąd

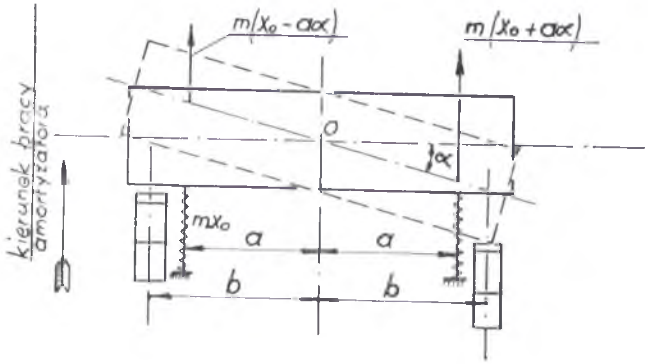
$$rt = -1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

(warunek na max. $\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)$; dla $\frac{d^2\alpha}{dt^2} = 0$ $\frac{d\alpha}{dt} =$ maximum, z tórego to warunku znajdziemy maksymalną szybkość kątową kiwającego się wozu, czyli z równania 17 i 20

$$\frac{d\alpha}{dt_{max}} = e^{-1} \cdot (A \cdot r + 2B) = \quad A \cdot r \cdot e^{-1}$$

Podstawiając $r = \frac{\lambda_1}{2I}$ i $\lambda_1 = \sqrt{4kI}$, otrzymamy

$$\frac{d\alpha}{dt_{max}} = \alpha_{max}\sqrt{\frac{k}{I}} \cdot \frac{1}{e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$



Rys. 4.

a zatem moment tłumiący w amortyzatorze równa się

$$M_{max} = \lambda_1 \frac{d\alpha}{dt_{max}} = \sqrt{4kI} \cdot \frac{\alpha_{max}}{e} \cdot \sqrt{\frac{k}{I}} =$$

$$= 2k \cdot \frac{\alpha_{max}}{e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

Zakładając 4 amortyzatory na wozie (patrz rys. 4), otrzymamy siłę w jednym amortyzatorze (amortyzatory jednostronnego działania)

$$F_{max} = k \frac{\alpha_{max}}{b \cdot e} = \frac{h}{a} \cdot \frac{2a^2 m}{b \cdot e} \quad . \quad . \quad (23)$$

W wypadku gdy $b = a$,

$$F_{max} = \frac{2 \cdot h \cdot m}{e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

gdzie h — jest wzniesieniem punktu przyczepienia amortyzatora, ograniczonym oczywiście przez maksymalny skok tłoka amortyzatora.

P r z y k ł a d: Obliczmy siłę maksymalną w amortyzatorze dla wozu o następujących danych: $m = 22.000$ kg/m, $h = 0{,}064$ m, $a = 0{,}64$ m, $I = 192$ kgmsek², oraz przekładnia między punktem zawieszenia wozu a amortyzatorem — 1,45 (patrz rys. 5).

$$F_{max} = 2h \cdot \frac{m}{e} \cdot 1{,}45 = 1500 \text{ kg}.$$

Szybkość maksymalna tłoczka równa

$$\frac{1h}{1{,}45\, e} : \sqrt{\frac{k}{I}} =$$

$$= \frac{0{,}064}{2{,}73 \cdot 1{,}45} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 22000 \; 0{,}64^2}{192}} =$$

$$= 0{,}157 \text{ m sek.}$$

Zachodzi teraz kwestia, jak zmierzyć moment bezwładności wozu, przy tym wyłącznie części nadresorowej. Tutaj przybędzie nam z pomocą aparat Ascania do mierzenia drgań. Zarejestrujemy z niego okres drgań, a drogą prostego przeliczenia otrzymamy stamtąd moment. Schemat powyższego aparatu uwidoczniony jest na rys. 6. Jednakże trzeba przed tym udowodnić, że moment tarcia zawieszenia nie wpływa na częstotliwość, gdyż tylko w tym wypadku obliczony moment nie będzie fałszywy.

Zdejmijmy amortyzatory z wozu i poddajmy nadwozie ruchowi drgającemu koło środka ciężkości, wówczas równanie ruchu przybierze postać:

$$\frac{I\, d^2\alpha}{dt^2} + k \cdot \alpha \pm M = 0$$

$\pm$ oznacza, że moment tarcia jest zawsze skierowany przeciwnie do ruchu: weźmy $M = f \cdot k$, skąd

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} + k \cdot \alpha - f \cdot k = 0$$

lub też

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} + k \cdot (\alpha - f) = 0$$

Podstawiając $\alpha - f = e^{rt}$, zobaczymy po zróżniczkowaniu, że wielkość f jako stała znika, a zatem otrzymamy ogólne rozwiązanie równania identycznie jak poprzednio, tylko nie dla wielkości α a wielkości $\alpha - f$, czyli

$$\alpha - f = A \cdot e^{i\sqrt{\frac{k}{I}} \cdot t} =$$

$$= C \cdot \cos\sqrt{\frac{k}{I}} \cdot t = \alpha \pm \frac{M}{k}.$$

Okres zaś pozostaje bez zmiany:

$$p = \sqrt{\frac{k}{I}}; \quad p^2 = \frac{k}{I}$$

a moment bezwładności $I = \frac{k}{p^2}$, a węc po zmierzeniu okresu lub częstotliwości p oraz zmierzeniu stałej resorowania m możemy obliczyć moment bezwładności I.

We wzorach poprzednich możemy wstawić wartość p bezpośrednio do wzoru i otrzymamy maksymalną szybkość liniową w amortyzatorze

$$v_{max} = \frac{ph}{e} \text{ m/sek.}$$

P r z y k ł a d: Jeżeli zmierzono okres $t = 0{,}65$ sek., zatem $p = \frac{2\pi}{0{,}65} = 9{,}65$

$$v_{max} = \frac{9{,}65 \cdot 0{,}064}{2{,}73 \cdot 1{,}45} = 0{,}157 \text{ m sek.}$$

oraz moment bezwładności

$$I = \frac{22000 \cdot 2 \cdot 0{,}64^2}{9{,}65^2} = 192 \text{ kgm sek}^2$$

(patrz dane z poprzedniego przykładu).

Łatwo jest udowodnić, posługując się tą metodą podstawienia za $M = f \cdot k$, że

$$\frac{d\alpha}{dt_{max}} = \left(\alpha_{max} \pm \frac{M}{k}\right) \cdot \frac{1}{e} \cdot \sqrt{\frac{k}{I}}$$

zaś siła w amortyzatorze równa się

$$F = 2k \cdot \frac{\frac{h}{a} - \frac{M}{k}}{e} \quad \ldots \quad (25)$$

Wypadek drgań aperiodycznych przed chwilą omówiony jest wypadkiem granicznym i nie zawsze pożądanym. Zobaczmy, jaki jest stosunek szybkości i sił dla wypadków pośrednich między drganiami aperiodycznymi a drganiami periodycznymi tłumionymi. W tym celu trzeba rozwiązać równanie 12

$$I \frac{d^2\alpha}{dt^2} + \lambda_1 \frac{d\alpha}{dt} + k \cdot \alpha = 0$$

w wypadku, gdy

$$r_{1,2} = -\frac{\lambda}{2I} \pm \frac{i\sqrt{4kI - \lambda_1^2}}{2I} = -a + b \cdot i \quad (12a)$$

Rozwiązanie ogólne

$$\alpha = Ae^{r_1 t} + B \cdot e^{r_2 t} = A \cdot e^{(-a+b\cdot i)t} + B \cdot e^{(-a-bi)t}$$

Funkcje tego rodzaju z wykładnikiem zespolonym, jak wiadomo, można zawsze zamienić na funkcję trygonometryczną, a rozwiązanie ogólne musi być kombinacją liniową rozwiązań poszczególnych członów równania, zatem

$$\alpha_1 = A \cdot e^{(-a+bi)\cdot t} = A \cdot e^{-a\cdot t} \cdot (\cos h\ t + i \cdot \sin h\ t)$$

$$\alpha_2 = B \cdot e^{(-a-bi)\cdot t} = B \cdot e^{-a\cdot t} \cdot (\cos h\ t - i \cdot \sin h\ t)$$

Rozwiązanie ogólne otrzymamy przez dodanie i odjęcie wielkości α_1 i α_2, dzieląc jednocześnie przez $2i$ ostatecznie otrzymamy:

$$\alpha = A \cdot e^{-a\cdot t} \cdot \cos h\ t + B \cdot e^{-a\cdot t} \cdot \sin h\ t = e^{-a\cdot t} \cdot (A \cdot \cos h\ t + B \cdot \sin h\ t) \quad (26)$$

Zauważmy, że

$$r_1 + r_2 = 2a = -\frac{\lambda_1}{I} \quad \ldots \quad (27)$$

$$r_1 \cdot r_2 = a^2 + b^2 = \frac{k}{I} \quad \ldots \quad (28)$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = -e^{-a\cdot t} \cdot (A \cdot b \cdot \sin h\ t - B \cdot b \cdot \cos h\ t) + a \cdot e^{-at} \cdot (A \cdot \cos h\ t + B \cdot \sin h\ t) \quad (29)$$

Dla $t = 0$ $\frac{d\alpha}{dt} = 0$ skąd $B = -\frac{a}{b} \cdot A$;

po wstawieniu do równania 26

$$\alpha = A \cdot e^{-a\cdot t}\left(\cos h\ t - \frac{a}{b} \cdot \sin h\ t\right) \quad (30)$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = -A\frac{a^2 + b^2}{b} \cdot e^{-at} \sin h\ t \quad (31)$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = -A(a^2 + b^2) \cdot e^{a\cdot t} \cdot \left(\cos h\ t + \frac{a}{b} \cdot \sin h\ t\right) = 0 \quad (32)$$

Z warunku $\frac{d^2\alpha}{dt^2} = 0$ znajdziemy $\frac{d\alpha}{dt} = \max$,

skąd $\cos h\ t + \frac{a}{b} \cdot \sin h\ t = 0$, czyli $\operatorname{tg} h\ t = \frac{a}{b}$

albo

$$\sin h\ t = -b\sqrt{a^2 + b^2} \quad (33)$$

Szybkość kątowa max. zatem

$$\frac{d\alpha}{dt_{max}} = -A \cdot \frac{a^2 + b^2}{b} \cdot \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} \cdot e^{-a\cdot t} = A\sqrt{a^2 + b^2} \cdot e^{-a\cdot t} \quad (34)$$

dla

$$t = \frac{1}{b} \cdot \text{arc} \cdot \sin \frac{-b}{a^2 + b^2} + n \cdot \pi$$

gdzie n liczba całkowita.

Ponieważ $a^2 + b^2 = r^2$

$$a = -\frac{\lambda_1}{2I} = -\frac{\lambda}{2\sqrt{kI}} \cdot \sqrt{\frac{k}{I}} = S \cdot r,$$

gdzie

$$S = \frac{-\lambda}{2\sqrt{kI}}$$

$$b = \sqrt{r^2 - a^2} = r\sqrt{1 - S^2};$$

$$\sin h\ t = \sin r\sqrt{1 - S^2} \cdot t = \pm\sqrt{1 - S^2},$$

a więc

$$rt = \frac{1}{\sqrt{1 - S^2}} \text{arc} \cdot \sin \pm\sqrt{1 - S^2} + n\pi \quad (35)$$

Podstawiając w równaniu 34

$$v_{max} = A \cdot \sqrt{a^2 + b^2} \cdot e^{-at} = A \cdot r \cdot e^{-at} = A \cdot r \cdot e^{-Srt} \quad (36)$$

gdzie max ma miejsce przy

$$r \cdot t = \frac{1}{1 - S^2} \text{arc} \cdot \sin\sqrt{1 - S^2} + n\pi$$

Porównajmy otrzymane wielkości na szybkości kątowe przy drganiach periodycznych i aperiodycznych

$$\frac{Vp}{Va} = \frac{a \cdot r \cdot e^{-Srt}}{a \cdot r \cdot e} = e^{1-Srt} \quad . \quad . \quad (37)$$

zaś siły

$$\frac{F_p}{F_a} = \frac{S \cdot v_p}{v_p} = Se^{(1-r.t.S)} \quad . \quad . \quad (38)$$

Nazwijmy S stopniem tłumienia. Zmniejszając kolejno tę wartość od 1 do 0, przechodzimy od drgań aperiodycznych przez tłumione do drgań bez amortyzacji.

Wartość rt obliczamy z rozwinięcia arc . sin w szereg

$$r \cdot t = 1 + \frac{1}{6}(1 - S^2) + \frac{3}{40}(1 - S^2) \text{ itd.} +$$

$$+ \frac{15}{336}(1 - S^2) \text{ itd.} \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

Stąd też możemy obliczać wartości na r . t. Dla $S = 0$ np. otrzymujemy $r \, . \, t = \frac{\pi}{2}$ a następnie dla kolejnych wartości od 0 do 1 wartości coraz to mniejsze. Obliczenie przeprowadzamy zawsze dla drgań aperiodycznych, ewentualnie z uwzględnieniem tarcia, wprowadzając tylko współczynniki, wynikające ze stosunku sił i szybkości, o których mowa była powyżej. W zastosowaniu do rzeczywistego wykonania wozu trzeba przy obliczeniu uwzględnić przekładnię, np. jak na rys. 5.

P r z y k ł a d: Załóżmy dla tych samych warunków jak w przykładzie poprzednim $S = 0.4$. wówczas

$$S \cdot e^{1-Srt} = 0{,}655.$$

Siła $F = 1500 \, . \, 0{,}655 = 1000$ kg.

Szybkość $v = 0{,}157 \, . \, 1{,}639 = 0{,}258$ m/sek.

Załóżmy przekrój otworu przepływowego $d = 0{,}1$ cm, wtedy wolny przekrój przepływowy

$$f = 0{,}1^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 0{,}00{,}795 \text{ cm}^2.$$

Załóżmy stosunek przekroju tłoka do przekroju wolnego przepływu

$$\frac{F}{f} = 13000, \quad \text{zaś} \quad F = 55 \text{ cm}^2,$$

wówczas w/g Poiseuil'a otrzymamy opór, pochodzący z lepkości,

$$B = 32 \frac{F\eta_i \cdot l}{d^2 f} =$$

$$32 \cdot 13000 \cdot 6{,}4 \cdot 10^{-7} \cdot 100 = 41{,}5$$

gdzie η_i — bezwzględny spółczynnik lepkości

$$\left(\eta_i = 6{,}4 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg sek.}^2}{\text{cm}^2}\right)$$

l — długość otworka przyjęto ($l = 1$ cm).

$$F \, . \, B \, . \, v = 41{,}5 \, . \, 55 \, . \, 0{,}258 = 2000,$$

będzie to przekrój otworków przepływowych dla nas całkowicie wystarczający. Sprawdźmy teraz liczbę Reynolds'a:

$$R = v. \frac{d}{\eta_i} = \frac{13000 \cdot 0{,}258 \cdot 0{,}008}{6{,}4 \cdot 10^{-6}} = 6{,}3 \cdot 10^6.$$

Jest to cyfra znacznie przekraczająca wartość graniczną liczby Reynolds'a, a zatem do tych rzędów sił prawo Poiseuil'a się nie stosuje.

Prawem, panującym powyżej liczby Reynolds'a jest następująca zależność $p = \lambda \, v^2$, a równanie ruchu jeśli pominąć lepkość wobec v^2 przybiera postać następującą:

$$\frac{I \cdot d^2 \alpha}{dt^2} + \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2 \lambda + k\alpha = 0 \quad . \quad . \quad (40)$$

Spróbujmy je zastąpić innym równaniem za pomocą wyrugowania zmiennej niezależnej t. Można to rozwiązać drogą matematyczną, ale dla jaśniejszego ujęcia podam inne równanie, w które czas nie będzie wchodził.

Przyjmijmy następujące oznaczenia:

E_w — energia kinetyczna wozu;

E_r — energia potencjalna resorów;

E_c — energia cieczy przepływającej w amortyzator.

Możemy z tych oznaczeń ułożyć następujące równanie ogólne:

$$E_w - E_c + E_r = 0$$

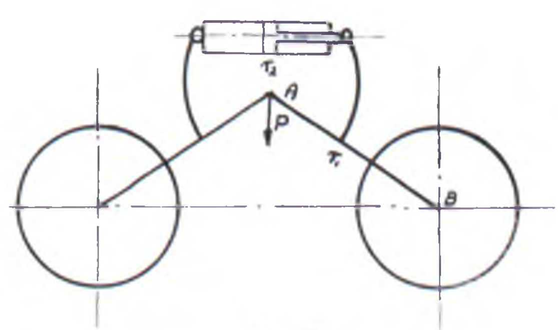
Wliczmy teraz poszczególne człony tego równania.

$$d \cdot E_w = \frac{I}{2} \cdot d\omega^2$$

gdzie ω^2 — szybkość kątowa wozu dokoła punktu 0 (rys. 4).

Równanie ruchu koło środka ciężkości wozu wygląda zatem

$$\frac{I}{2} \cdot d\omega^2 = \Sigma M d\alpha$$



Rys. 5.

albo też

$$\frac{I \cdot d\omega^2}{2\, d\alpha} = \Sigma M$$

lub

$$\frac{I}{2} \frac{d\omega^2}{d\alpha} + \Sigma M = 0$$

Moment od resorów

$$M_1 = 2m \cdot \alpha .$$

Przyrost elementarny energii przepływu cieczy:

$$dE_c = \frac{\gamma}{2g} \cdot F \cdot d\alpha \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2) \cdot a^3 \cdot \frac{1}{q^3}$$

gdzie

q — przekładnia mechaniczna między kołem a amortyzatorem (rys. 5);

γ — ciężar właściwy oleju;

$\omega_2 \frac{a}{q}$ — szybkość tłoka;

$\omega_1 \frac{a}{q}$ — szybkość cieczy w szczelinie.

Reszta oznaczeń jak poprzednio.

$$M_2 \cdot d\alpha = \varphi dE$$

gdzie φ — współczynnik, uwzględniający straty na tarcie.

$$M_2 = \varphi \frac{\gamma}{2g} \cdot F \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{F^2}{f} - 1\right) \cdot \frac{a^3}{q^3}$$

Równanie zatym będzie miało postać

$$\frac{I}{2} \cdot \frac{d\omega^2}{d\alpha} + 2m \cdot a^2 - \varphi \frac{\gamma}{2g} \cdot$$

$$\cdot F \omega^2 \left(\frac{F^2}{f} - 1\right) \frac{a^3}{q^3} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

Wprowadzając oznaczenia

$$A = \frac{\varphi\gamma}{2\, gI} \cdot F \cdot \left(\frac{F^2}{f} - 1\right) \cdot \frac{a^3}{q^3}$$

oraz

$$C = \frac{4ma^2}{I}$$

otrzymamy

$$\frac{d\omega^2}{d\alpha} - A\omega^2 + C\alpha = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (42)$$

Rozwiążemy to równanie różniczkowe. Załóżmy $\omega^2 = z$, zatym

$$\frac{dz}{d\alpha} A \cdot z + c \cdot \alpha = 0$$

$$\frac{dz}{d\alpha} = Az - c\alpha = u,$$

zatym

$$\frac{du}{d\alpha} = \frac{A \cdot dz}{d\alpha} - C$$

$$\frac{du}{d\alpha} = Au - C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (43)$$

Zcałkujmy otrzymane równanie. Otrzymamy po zamianie zmiennych

$$\int \frac{du}{Au - C} = \int d\alpha + \text{const.}$$

$$A = \lg \; k \cdot (Au - C) = \lg \cdot k \left(A\omega^2 - C\alpha - \frac{C}{a}\right)$$

gdzie k — stała całkowania.

Ostatecznie

$$e^{A\alpha} = k \cdot \left(A\omega^2 - C\alpha - \frac{C}{a}\right) \quad . \quad . \quad (44)$$

Celem znalezienia stałej k, wstawiamy warunki brzegowe dla

$$\omega = 0$$

$$\alpha = \alpha_0$$

skąd

$$e^{A\alpha_0} = -k \left(C\alpha_0 + \frac{C}{A}\right)$$

$$k = -\frac{e^{A\alpha_0}}{C\alpha_0 + \frac{C}{A}}$$

Wstawmy to do równania poprzedniego. Otrzymamy:

$$e^{A\alpha} = -\frac{e^{A\alpha_0}}{C\alpha_0 + \frac{C}{A}} \cdot \left(A\omega^2 - C\alpha - \frac{C}{A}\right)$$

lub też

$$\omega^2 = -\frac{e^{A} \cdot \left(C\alpha_0 + \frac{C}{A}\right)}{Ae^{A\alpha_0}} + \frac{C}{A}\alpha + \frac{C}{A^2} \quad . \quad (45)$$

Szukamy teraz maksimum ω^2, w tym celu różniczkujemy otrzymane wyrażenie względem α i otrzymaną wielkość przyrównujemy do 0.

$$\frac{d\omega^2}{d\alpha} = -\frac{e^{A\alpha}\left(C\alpha_0 + \frac{C}{A}\right)A}{Ae^{A\alpha_0}} + \frac{C}{A} = 0 \quad . \quad . \quad (46)$$

Wychowujemy stąd kąt, przy którym szybkość osiąga maksimum; oznaczając go przez α_1, otrzymamy

$$e^{A\alpha_1} = \frac{Ce^{A\alpha_0}}{A\left(C\alpha_0 + \frac{C}{A}\right)},$$

lub też

$$\alpha_1 = \alpha_0 - \frac{1}{A} \cdot \lg (A\alpha + 1) \quad . \quad . \quad . \quad (47)$$

$$a\omega^2_{max} = \frac{C}{A} \cdot \alpha_1 = \frac{C}{A^2} \cdot \lg \frac{C}{A} \cdot \frac{e^{A\alpha_0}}{C\alpha_0 + \frac{C}{A}} \quad . \quad (48)$$

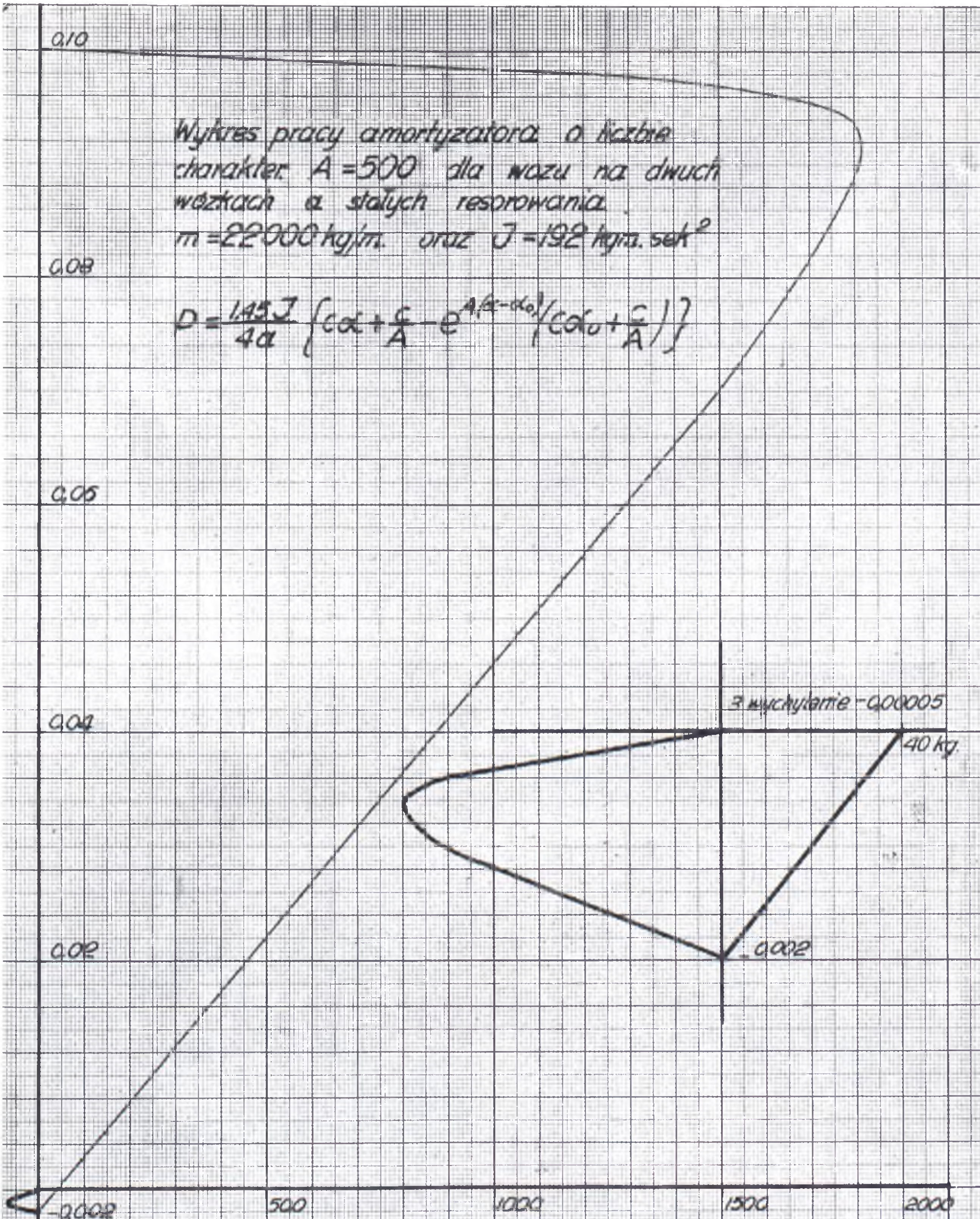
Moment maksymalny na 2 amortyzatory

$$M = \frac{I}{2} \cdot \frac{C}{A} \cdot \lg \frac{C}{A} \cdot \frac{e^{A\alpha_0}}{C\alpha_0 + \frac{C}{A}} =$$

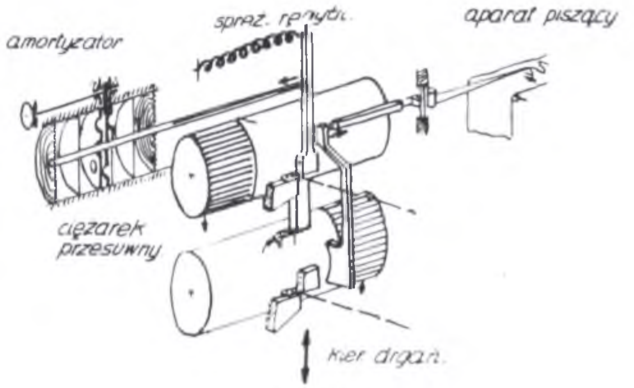
$$= \frac{I}{2} \cdot \frac{C}{A} \cdot \left| A\alpha_0 - \lg (A\alpha_0 + 1) \right| \quad . \quad (49)$$

Wykres pracy amortyzatora o liczbie charakter. A = 500 dla wozu na dwuch wózkach o stałych resorowania.
m = 22000 kg/m. oraz J = 192 kgm. sek²

$$D = \frac{1{,}45 J}{4a}\left\{c\alpha + \frac{c}{A} - e^{A(\alpha-\alpha_0)}\left(c\alpha_0 + \frac{c}{A}\right)\right\}$$



Wychylenie mm.	64	60	62,8	33,4	32,5	12,8	0	04	0	0,0033	-1,28
Wychylenie radjan	0,1	0,094	0,098	0,06	0,05	0,02	0	0,0061	0	0,00005	-0,002
Siła w am. kg.	0	1800	1260	1320	1080	455	40	70	-1	0	0



Rys. 6.

Dla dużych wielkości A wielkość $lg(A\alpha_0+1)$ może być b. nieznaczną, wobec $A\alpha_0$ co onzacza, że dla silnych amortyzatorów szybkość max. otrzymujemy po b. małym obrocie wozu od położenia początkowego, tym samym otrzymujemy uderzenie, które może być nieprzyjemne. Poza tym ze wzoru na maksymalną siłę widać, że nie może ona nigdy osiągnąć momentu równego momentowi resorów, lecz zdąża do tej wielkości asymptotycznie.

Przykład: Za pomocą obciążania przedniego i tylnego wózka i pomiaru różnicy poziomów osi wózków zmierzono stałą resorowania wózków $m = 22.000$ kg/m, następnie w pewnej odległości od środka ciężkości (ok. 1 m) ustawiono aparat bezwładnościowy Ascania, którego konstrukcja przedstawiona jest schematycznie na rys. 1. Z aparatu tego odczytano okres drgań własnych układu (bez amortyzatorów) $T = 0,65$ sek. Max. skok punktu A (rys. 5) określono z konstrukcji, wynosi on 0,064 m, a więc

$$\alpha_0 \cong \operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{0,064}{0,64} = 0,1$$

$$C = 2p^2 = 2\frac{4\pi^2}{0,65^2} = 180;$$

$$I = \frac{4\,ma^2}{180} = 192 \text{ kgmsek}^2.$$

Po uwzględnieniu przekładni mechanicznej 1,45 i ilości amortyzatorów wzór na siłę w amortyzatorze przybiera postać:

$$P = 1,45\frac{I}{4a}\left\{C\alpha + \frac{C}{A} - e^{A(\alpha-\alpha)}\cdot\left|C\alpha_0 + \frac{C}{A}\right|\right\} =$$

$$= \frac{1.45\cdot 192}{4\cdot 0,64}\cdot\left\{180\alpha + \frac{180}{500} - e^{500(\alpha-0,1)}\cdot\left|18 + \frac{180}{500}\right|\right\}$$

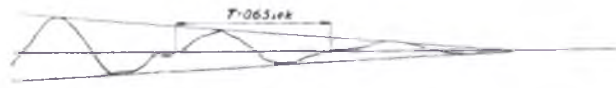
zaś

$$P_{max} = \frac{1,45\cdot I\cdot C}{Aa}\cdot\left|A\alpha_0 - \lg(A\alpha_0+1)\right| =$$

$$= 40,8\cdot(50 - \lg 51) = 1800 \text{ kg}$$

Liniowa szybkość max.

$$v_{max} = \frac{a}{1,45}\cdot\frac{C}{A^2}\cdot\left|A\alpha_0 - \lg(A\alpha_0+1)\right| =$$



Rys. 7.

$$= \frac{0,64}{1,45}\,\frac{180}{500^2}(500\cdot 0,1 - \lg 51) = 0,0127 \text{ m/sek.}$$

Wykres na rys. 8 przedstawia przebieg sił w amortyzatorze w zależności od wychyleń nadwozia oraz jednocześnie ilustruje zdolność tłumienia amortyzatora, a która, jak widać ze wzoru, wyłącznie wpływa na sposób tłumienia, jednocześnie określa wszystkie wymiary amortyzatora

$$A = \frac{\varphi\cdot\gamma}{2\cdot g\cdot I}\cdot F\left(\frac{F^2}{f} - 1\right)\cdot\frac{a^3}{q^3}$$

Dla

$A = 500$, $I = 192$, $k = 0,9$, $\gamma = 950$ kg/m³, $a = 0,64$ m, $q = 1,45$, $F = 0,00195$ m², co odpowiada średnicy tłoka 50 mm, otrzymamy:

$$\left(\frac{F}{f}\right)^2 = \frac{500\cdot 1,45^3\cdot 2\cdot 981\cdot 192}{0,00195\cdot 0,64^3\cdot 0,9\cdot 950} = 133.10^5$$

$$\frac{F}{f} = 3650$$

szybkość cieczy w otworku

$$v_{0max} = 3650\cdot 0,0127 \cong 45 \text{ m/sek}$$

$$f = \frac{0,00195}{3650} = 0,000000535 \text{ m}^2 = 0,00535 \text{ cm}^2 =$$

$$= 0,585 \text{ mm}^2.$$

Wielkość f jest to luz lub też wolny przekrój przepływowy, od którego należy odliczyć luz, przypadający na wybrane pasowanie między tuleją roboczą a tłokiem. W naszym wypadku otrzymamy, biorąc jako podstawę do obliczeń ⅔ tolerancji, przypadającej z danej klasy pasowania (wymiar prawdopodobny), pasowanie przylgowe. Ponieważ jednak pasowanie to jest pasowaniem mieszanym, lepiej jest z niego zrezygnować, tym bardziej, że mamy tu pewien zapas w powyższym obliczeniu, ze względu na pominięcie lepkości.

Przy ciężkich wozach, jakimi przeważnie są wozy gąsienicowe, napotkamy na duże trudności w wyborze szczelin przepływowych, gdyż przeważnie sam luz, wynikający z tolerancji już jest wystarczający, lub nawet za duży dla otrzymania zadawalającej amortyzacji. Dlatego też trzeba unikać czynników wpływających na zmniejszenie szczelin przepływowych, co jest konieczne w tym wypadku, jeżeli jesteśmy ograniczeni wymiarami zewnętrznymi amortyzatora. Takim czynnikiem, zmniejszającym w potędze 3/2 szczeliny, jest przekładnia zmniejszająca między kołem a amortyzatorem.

Literatura:

1) Tieorja koliebanij w inżyniernom dielie.
2) Wiadomości lotnicze Nr 1 rok 1937 artykuł inż. Korsaka.

Inż. Jan Obrębski
Koło Inż. Sam. S.I.M.P.

„GENERAL MOTORS STANDARDS"

Na stronie tytułowej zbioru norm *General Motors Corporation* znajdujemy oświadczenie, że normy były wydane dla wewnętrznego użytku, jednak duże zapotrzebowanie na odpisy (increasing demand for copies) skłoniło spółkę do sprzedaży tych norm nazewnątrz. Podane są też ceny poszczególnych tomów (od 5 do 10 dolarów amerykańskich) plus dodatkowa opłata za „obsługę", czyli nadsyłanie, w okresie opłaconym, pewnych wyjaśnień, uzupełnień itp.

Wyrazem sumienności opracowania norm stali (o tych pragnę obecnie pisać) są takie tablice jak:

1) Znormalizowana metoda analizy mikrograficznej wtrąceń niemetalicznych, pozwalających na ustalenie rodzaju wtrąceń, a więc tlenków, siarczków, krzemianów itd.

2) tablice wielkości ziarna (grain size classification),

3) tablice wielkości i ilości wtrąceń niemetalicznych itd., itd.

Znormalizowaniu poddano też odczynniki przeznaczone do trawienia szlifów (badania metalograficzne), powiększenia przy których przeprowadzamy mikroanalizę, oraz obiektywy i okulary mikroskopowe.

Gdy się przegląda normy *General Motors Corporation* wyczuwa się znakomicie, że na usługi produkcji powołana została cała wiedza metalurgiczna i metaloznawcza. Całkiem praktyczne ujęcie poszczególnych dziedzin nie doprowadziło jednak bynajmniej do zdetronizowania nauki. Zaproszono ją do fabryki jako gościa honorowego, a nie jako kopciuszka, którego raczy tolerować praktyk i kapitalista.

Znormalizowanie badań naukowych miało na celu ułatwienie wzajemnego porozumienia się nie zaś obniżenie poziomu pracy, lub takie jej zprofanowanie i zniekształcenie, które udostępniłoby pseudo - badania zupełnym laikom.

Z najnowszych zdobyczy nauki wybrano to, co już dziś może być stosowane na warsztacie. Oddzielono starannie ustabilizowane metody badawcze od metod będących dopiero w opracowaniu, względnie metod nieustabilizowanych. Oddzielono dociekania czysto naukowe od dociekań naukowo - przemysłowych, ale nie obniżano poziomu samych badań.

Tablica stali zawiera około 140 różnych odmian. Nawiasem mówiąc podany jest jedynie skład chemiczny. Własności mechaniczne nie są w tej tabeli zamieszczone. Wydaje mi się to najzupełniej słuszne. Wszak zupełnie konkretnie można mówić o własnościach mechanicznych, uzyskanych w danym przedmiocie. Zależnie od masy i kształtu danej części samochodowej raz są możliwe do uzyskania jedne własności, innym razem własności nieco wyższe, lub niższe.

Skład chemiczny jako taki nie mówi jeszcze wszystkiego o stali, ale skład chemiczny, klasa czystości w sensie ilości, wielkości i rodzaju wtrąceń niemetalicznych, oraz klasa stali pod względem wielkości ziarna, określają tę stal prawie jednoznacznie. Jeżeli dodamy do tego określony i niezmienny poziom produkcji poważnych hut amerykańskich, to łatwo zgodzimy się z tym, że podawanie, dla każdej stali, własności mechanicznych w różnych stanach staje się zbędne.

Rzućmy okiem na pierwszą stronę spisu stali. Przy sześćdziesięciu stalach, rubryki zawierające takie pierwiastki jak nikiel, chrom, molibden, wanad, glin, wolfram, słowem dodatki stopowe, świecą pustkami. Śród tych 60-ciu stali znajdują się stale węglowe i manganowe. Zróżniczkowanie składów jest ogromne. Dla przykładu podam parę stali dla których zawartość siarki ograniczona jest cyfrą 0,055, zawartość fosforu cyfrą 0,045 i zawartość krzemu cyfrą 0,30.

Warunki dla zawartości węgla i manganu przedstawiają się wtedy jak niżej:

Marka stali	C %	Mn %
R1005	max. 0.1	0.25 — 0.55
1010	0.05 — 0.15	0.30 — 0.60
R1010	0.05 — 0.15	0.25 — 0.55
1015	0.10 — 0.20	0.30 — 0.60
R1015	0.10 — 0.20	0.25 — 0.55
X1015	0.10 — 0.20	0.70 — 1.00
Y1015	0.10 — 0.20	0.60 — 0.90
Z1015A	0.12 — 0.18	0.30 — 0.60
1020	0.15 — 0.25	0.30 — 0.60
	itd.	

Przy tak znacznym zróżniczkowaniu mamy jeszcze odnośniki, wskazujące zawartości węgla najbardziej pożądane, i dopuszczalne tolerancje (odchyłki).

Ze stali czysto niklowych znajdujemy jedną bardzo ciekawą, a mianowicie stal 2015 o składzie: C = 0,1 do 0,2% Mn = 0,3 do 0,6%, Ni = 0,4 do 0,6 %, S = max. 0,05%, P = max. 0,04%.

Pozostałe stale czysto - niklowe zawierają znaczne dodatki niklu, bo 3,25 do 3,75% (dla 4-ech stali) i 4,75 do 5,25% (dla jednej stali).

Śród stali chromowo - niklowych rzuca się w oczy oryginalna stal X3045-A o składzie: C = 0,43 do 0,48%, Ni = 0,5 do 0,8% i Cr = 0,5 do 0,8%. Dalej mamy dziewięć stali o zawartości 1,00 do 1,50% niklu, 0,45 do 0,75% chromu i 0,6 do 0,9% manganu (zwracam uwagę na wysoki mangan). Stale te różnią się zawartością węgla, dochodzącą do 0,55%.

Inna grupa stali chromowo - niklowych (cztery stale) znamienna jest zawartością niklu 1,5 do 2,0% przy chromie bądź 0,7 do 0.9 bądź 0,9 do 1,25%. Węgiel w granicach 0,1 do 0,55% — zależnie od rodzaju stali. W grupie tej wyraźnie zaznaczona jest tendencja do podwyższania zawartości chromu. W granicach podanych mogą się znajdować stale o prawie równej zawartości niklu i chromu. Jak wiadomo w Polsce stosowane są stale *BT* (nazwa *BT* pochodzi stąd, że twórcą tych stali jest mjr. inż. Biernacki Tadeusz) o odwróconym stosunku niklu do chromu.

Bogata w nikiel stal chromowo - niklowa jest tylko jedna, a mianowicie stal X 3410-A o zawartości 0,09 do 0,14% węgla (zwracam uwagę na górną granicę!), 0,25 do 0,45% manganu (niski mangan!), 3,8 do 4.2% niklu i 1,4 do 1,6% chromu (wybitnie wysoki chrom!).

Dalsza grupa to stale chromowo - molibdenowe. Gradacja węgla znaczna, bo 0,18 — 0,23 do 0,47 — 0,57%. Mangan względnie wysoki bo 0,5 do 0,8% dla małowęglistej stali i 0,6 do 0,9% dla pozostałych. Krzem też podwyższony. Maximum dopuszczalne 0,4%. Czystość wyraża się granicami dla S = max. 0,05% i P = max. 0,04%. Molibden utrzymany jest w granicach 0,15 do 0,25%, natomiast chrom rośnie wraz ze wzrostem zawartości węgla i zawarty jest w granicach 0,5 — 0,8%, 0,8 — 1,1% względnie 0,9 — 1,2.

Stale chromo-niklo-molibdenowe o zawartości węgla 0,15 — 0,25 do 0,35 — 0,42% są trzy. Dwie zawierają 1,0 do 1,5% niklu, 0,45 do 0,75% chromu i 0,10 do 0,20% molibdenu. Trzecia, przy węglu 0,35 — 0,42% i manganie 0,6 — 0,9% (wysokim) zawiera 1,5 do 2,0% niklu, 0,6 do 0,8% chromu i 0,3 do 0,4% molibdenu.

Grupa stali niklo - molibdenowych zróżniczkowana jest znacznie pod względem zawartości węgla (0,1 do 0,45%). Nikiel nie przekracza 2,0% przy 0,2 — 0,3% molibdenu.

Chromowych stali jest dziewięć. Największa zawartość chromu 1,35 — 1,65% przy zróżniczkowanym węglu (0,1 do 1,1%). Również dziewięć stali chromowo - wanadowych. Chrom jest dla wszystkich w granicach 0,80 — 1,10% zaś wanad minimum 0,15%.

Bardzo ciekawą grupę stali stanowią stale do azotowania. Jako dodatki stopowe wchodzą tu chrom, molibden i glin. Najwyższa zawartość chromu 4,00 — 6,00%.

W grupie stali specjalnych jak nierdzewne, kwasoodporne itp. mamy 18 odmian.

Przegląd tej tablicy świadczy wyraźnie o tym, że stale węglowe i manganowe są bardzo szeroko wyzyskane. Natomiast śród stali stopowych (jeżeli pominiemy nierdzewne i kwasoodporne) stale z zawartością niklu ponad dwa procent należą do wyjątku. Jest ich 8 na 140!

Stali chromowych, chromo - molibdenowych i chromo - wanadowych jest 26 na 140. Stali węglowych i manganowych 60 na 140.

Takie zestawienie musi nas przekonać o tym, że nawet bogata Ameryka gospodaruje oszczędnie i opiera swój przemysł samochodowy na stalach węglowych, niskostopowych i „zastępczych".

W większości naszych norm powtarza się, dla stali stopowych, sakramentalna klauzula o brzmieniu „zawartość manganu 0,4 do 0,6%". Gdy się staram wyjaśnić dla jakiego powodu nie jest dopuszczalne podniesienie manganu np. do 0,8, lub 0,9% nie otrzymuję odpowiedzi. Wieleż to razy stajemy wobec groźby odrzucenia wytopu o wadze 20.000 kg ponieważ zawartość krzemu jest 0,4 zamiast 0,35%.

Jakież uzasadnienie logiczne może mieć taki rygor. Wszystko co wiemy obecnie o wpływie krzemu na stal (pomijam stale do nawęglania), to jego zdolność podnoszenia granicy płynności. Lękamy się więc podniesienia granicy płynności?!

Normy General Motors są wypracowane na podstawie wieloletniego doświadczenia. Ograniczenie zawartości tego, lub innego pierwiastka ma zawsze swe uzasadnienie. Niektóre subtelności i warunki wydają się nawet przesadne, ale czyż można przypuścić, że wprowadzono je celem utrudnienia sobie pracy i zwiększenia kosztów produkcji?! Napewno nie.

Obok tych ostrych ograniczeń spotykamy znaczny liberalizm jak np. dopuszczenie dla stali stopowych do 0,05% siarki przy do 0,04% fosforu! Nasze klauzule brzmią zawsze „maximum po 0,04% każdego ze szkodliwych składników". Często wprowadza się jeszcze granica 0,7% dla sumy.

Powiedzmy sobie otwarcie, że konsument amerykański (szczególnie taki jak General Motors) wie doskonale czego chce i podciąga huty do swych całkiem realnych życzeń. Polski konsument chce tego, co jest we wzorach obcych, a najczęściej nie wie dokładnie czego chce.

We wszelkich normach i warunkach technicznych mamy pokaźną liczbę stali. Można jednak odnaleźć po cztery, pięć i więcej stali prawie identycznych. Różnice nie są niczym uzasadnione (niczym w sensie technicznych). Nasza mnogość stali jest mnogością chaotyczną, przypadkową, nękającą i szkodliwą. Amerykańska mnogość jest wyrazem świadomej gospodarki.

Byłoby bardzo dobrze, gdyby nasze Instytuty Badawcze zebrały wreszcie wszystkie normy i warunki techniczne i przetrawiły je należycie. Może wyłoniłyby się wtedy pewne normy o charakterze ogólnym. Może przepracowanoby te normy pod kątem widzenia naszych własnych, lokalnych konieczności i możliwości.

Musimy też zrozumieć, że skład stali jest ważny, ale nie decyduje jeszcze o wyniku ostatecznym. Ogromne znaczenie ma doskonałość przerobu technologicznego. Na przestrzeni całego naszego przemysłu metalowego są wpraw-

dzie placówki o wysokim poziomie. W wielu jednak (i jakże wielu) wypadkach sprowadza się cała mądrość przerobu technologicznego do tego, że w piecu jest „gorąco" (czasem mówi się „gorączka"). Dzięki temu właśnie „gorącowi" stal staje się plastyczna. Plastyczną stal kuje się. Następnie, gdy tego koniecznie wymaga klijent, stal „ulepsza się". Pojęcie „ulepszania" nie wszędzie jest ustabilizowane. Słyszałem jak tłomaczono odbiorcy, że stal jest „ulepszona", bo ją kuto, a wszak kucie „ulepsza". Słyszałem też, że na pytanie „czy stal została ulepszona" dano odpowiedź „lepsza nie może już być".

Często staję pod zarzutem, że przesadzam, że jestem pesymistą. Ale oto przykład jaskrawy. Potrzebne są nakrętki ze stali 1020-CT, lub 1035-CN. Tygodniami trwa korespondencja. Fabryka nie może zrozumieć co to jest za stal i proponuje (do wyboru) nakrętki ze stali ciągnionej automatowej (ani 1020-CT, ani 1035 CT), pochodzącej z 5-ciu hut. Jedna ze stali pochodzenia krajowego. Panowie dostawcy nakrętek! W Warszawie i we Lwowie są Politechniki. W Krakowie jest Akademia Górnicza. Otóż zakłady te są poto aby kształciły specjalistów. Specjaliści są poto, aby pracowali w przemyśle. Nawet drobnym.

Często staję pod zarzutem, że przesadzam i jestem pesymistą, ale 5 lat poszukuję na rynku drutu na sprężyny. Chcę znać skład chemiczny i mieć drut bez rys. Nie mogę otrzymać nigdy odpowiedzi gdy pytam o skład, a rysy są zawsze. Drut oferowany jest w ten sposób, że podawane są „kilogramy". Co obchodzi mnie wytrzymałość na rozciąganie w stanie zgniecionym, gdy sprężyny będą hartowane i odpuszczane?

Okazuje się, że trzeba zamówić cały wytop i wtedy będzie się znało skład i nie będzie rys. Zamawia się cały wytop. Skład jest istotnie znany, ale rysy są. Zapytywałem fabryki sprężyn jak postępują. Odpowiedziały, że borykają się z takimi samymi trudnościami.

Normy General Motors są wyrazem głębokiego ujęcia naukowego, głębokiej znajomości tworzywa. My nie posiadamy jeszcze takiego doświadczenia, więc nie możemy pracować na poziomie amerykańskim. Ale musimy zerwać z metodą trzymania się poręczy, podczas gdy chcemy dobrze opanować jazdę na wrotkach. Tak jest... Trzeba raz zebrać się na odwagę i puścić poręcz.

Wymagania licencyjne i osławione DIN'y oto poręcze, których się kurczowo trzymamy. Pewnie że puszczenie tych poręczy naruszy naszą równowagę, ale musimy się liczyć z tym, że nieprzewidziane okoliczności odrywają czasem ludzi od poręczy siłą. Wtedy jeździec znajduje się na torze nieoczekiwanie, robi parę ruchów rozpaczliwych i wywija kozła, waląc głową o beton. Uderzenia takie bywają śmiertelne.

Nie zapominajmy o tym i przyzwyczajajmy się zawczasu do samodzielnego poruszania się. Uczelnie, książki, praktyka warsztatowa dają nam poważne podstawy do takiego samodzielnego poruszania się. Trzeba jedynie aby przemysł (w najszerszym słowa tego znaczeniu) otworzył podwoje dla nauki. Nie pseudonauki, nie blagowania naukowego, a uczciwej, skromnej, acz potężnej nauki stosowanej. Wielki i mały kapitalista musi zrozumieć, że chłopski rozum i liczenie na wszechwiedzę majstra nie są dostatecznymi środkami dla produkowania. Potrzebna jest wiedza.

A l e w i e d z a m u s i b y ć s z a n o w a n a i n a l e ż y t e p o s i a d a ć m i e j s c e. Łaskawie dopuszczona do stołu obrad, wyszydzona (właśnie przez chłopskie rozumy), wykpiona (właśnie przez majsterków z Bożej łaski), zepchnięta w kąt i zabiedzona nic nie zdziała.

Inż. Z. Grzonkowski
S. E. P.

NAJNOWSZE BADANIA OSCYLOGRAFICZNE PRZEBIEGÓW ELEKTRYCZNYCH ZAPŁONU

Do poznania zjawisk, zachodzących w silniku spalinowym podczas zapłonu, oraz do właściwego rozwiązania urządzeń zapłonowych niezbędne jest ustalenie rzeczywistych przebiegów napięć i prądów w czasie pracy tego urządzenia.

Zbadano już wpływ tzw. przyspieszenia zapłonu na moc silnika, ustalono zależności między napięciem przebicia a temperaturą i ciśnieniem w cylindrze, ustalono również potrzebne do prawidłowej pracy cechy cieplne świecy, oraz niektóre cechy mechaniczne i elektryczne cewek i rozdzielacza,, nie zdołano jednak ustalić najwłaściwszego sposobu pracy elektrycznej całego urządzenia.

Obecnie, gdy bada się procesy spalania pod względem przebiegu w czasie i w przestrzeni cylindra, musi być dokładnie zbadany proces zapłonu.

Przede wszystkim muszą być ustalone najkorzystniejsze przebiegi elektryczne, z punktu widzenia właściwości zapłonowych, zarówno pod względem wielkości napięcia, jak częstotliwości prądów zapłonowych. Stąd będzie można wysnuć cały szereg wniosków dotyczących racjonalnej budowy zapłonu, indukcyjności i pojemności, mocy, rozrządu itd.

Drugim bardzo ważnym zagadnieniem byłoby zbadanie wpływu różnych systemów zapłonowych na moc silnika.

Badania te powinny uwzględnić również tak ważny czynnik jak moc pobieraną przez urządze-

nie oraz moc potrzebną do zapewnienia zapłonu (moc jednego wyładowania w obwodzie wtórnym).

Wreszcie wyniki tych badań łączyć się będą z próbami racjonalnego uciszenia instalacji zapłonowej.

Rozumowania teoretyczne i wzory matematyczne z konieczności upraszczają zjawiska zachodzące przy zapłonie; dla poznania niezbędne jest odtworzenie przebiegów napięć i prądów po stronie pierwotnej i wtórnej urządzenia.

Odtwarzanie tych przebiegów umożliwiają oscylografy, których urządzenie rejestrujące przystosowane jest do prądów bardzo dużej częstotliwości.

Poniżej omówione będą badania otrzymane przez badacza sowieckiego przy pomocy oscylografu pętlicowego i piezokwarcowego.

Oscylograf ten wykonany we „Wszechzwiązkowym Instytucie Elektrotechnicznym" według projektu Kazańskiego, jest przeróbką oscylografu 3-pętlicowego, w którym jedną z pętlic usunięto w celu przepuszczenia promienia odbitego od oscylografu piezokwarcowego. Tego rodzaju urządzenie umożliwiło zanotowanie na oscylogramie jednocześnie 3 przebiegów, na przykład prądu i napięcia pierwotnego oraz napięcia wtórnego cewki zapłonowej, przy czym napięcie i prąd po stronie pierwotnej utrwalał oscylograf pętlicowy, zaś wysokie napięcie — oscylograf kwarcowy.

Dla otrzymania możliwie małych zniekształceń napięć badanych, które ze względu na małą moc źródła i duże częstotliwości prądu mogą zmieniać się przy przyłączaniu do obwodu dodatkowych pojemności lub indukcyjności, oscylograf piezokwarcowy wykonano o małej pojemności — 29 cm. Częstotliwość drgań własnych kwarcu wynosiła 48.000 cykli/sek.

Oscylograf piezokwarcowy ma przy badaniach przebiegów wysokiego napięcia tę zaletę, że może być przyłączony bezpośrednio na napięcie badane, natomiast inne oscylografy, pętlicowy i katodowy, wymagają dodatkowego układu potencjometrycznego, co utrudnia wykonanie pomiaru i zmniejsza dokładność.

Dodać jednak należy, że wspomniany wyżej oscylograf katodowy jest najczulszym i najbardziej udoskonalonym przyrządem tego rodzaju. Oscylograf ten umożliwia fotografowanie przebiegów o częstotliwości do 30 milionów cykli/sek. i granica ta ustalona jest przez niezbędny, minimalny czas, potrzebny do naświetlenia kliszy, a nie ze względu an bezwładność przyrządu.

Oscylografu katodowego używano już do badań zapłonu (badania wykonali: M. Pater's, G. Blackbur i P. Hennen, w czasie których sfotografowano przebieg napięcia w obwodzie wtórnym.

Na podstawie wykonanych pomiarów ustalono, że energia iskry zawiera się w granicach 0,0023—0,0135 J, częstotliwość prądu wyładowania według otrzymanych oscylogramów wynosi 6—10 milionów cykli/sek., przy tym oscylacji w pierwszej chwili oscylograf nie zanotował, co nasuwa przypuszczenie, że w chwili przebicia wyładowania pojemnościowe zachodzą z częstotliwością do 200 milionów cykli/sek.

Oscylograf nie zanotował również oscylacji napięć w stadium końcowym wyładowania; może to być przypisane zmniejszonej czułości oscylografu przy zastosowaniu połączenia potencjometrycznego.

Przy badaniach, przeprowadzonych wyżej opisanym oscylografem piezokwarcowym, użyto normalnego urządzenia zapłonowego bateryjnego, złożonego z rozdzielacza 4-krotnego i cewki zapłonowej 6-woltowej, stosowanych do wyposażenia wozów wytwórni G. A. Z. (sowiecka Państwowa Wytwórnia samochodów), oraz iskierników 3-elektrodowych (z elektrodą jonizacyjną).

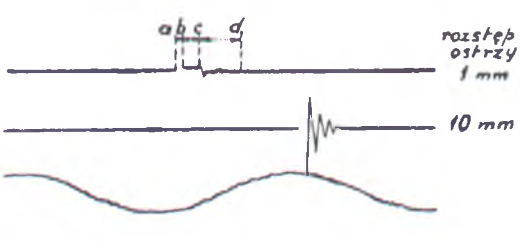
Oscylogramy, otrzymane wskutek zastosowania w obwodzie iskiernika, a nie świecy zapłonowej w normalnych warunkach silnika, przy zmiennym ciśnieniu i temperaturze, nie mogą być uważane za obraz przebiegów rzeczywistych.

Słuszność założenia, że dla każdych warunków zapłonu, stworzonych w cylindrze przez pewne ciśnienie i temperaturę, można dobrać takie rozstawienie elektrod iskiernika, które daje identyczne warunki pracy urządzenia zapłonowego — nie była dotychczas potwierdzona praktycznie.

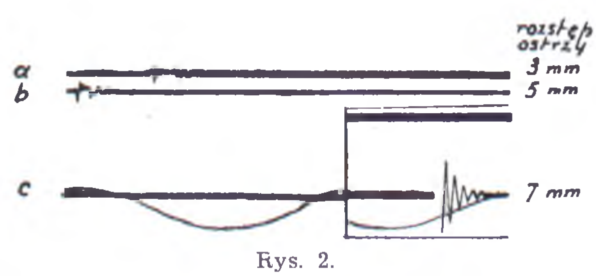
Sprawdzenie tego założenia powinno być tematem odrębnej pracy badawczej, ze względu na dużą dogodność operowania iskiernikiem, odpowiednio doregulowanym, a nie świecą w cylindrze silnika.

Wyniki omawianych badań dają bardzo ciekawy materiał, dotyczący wyładowań w urządzeniach zapłonowych i pozwalają na powzięcie pewnych przypuszczeń co do charakteru zjawisk i udziału w nich poszczególnych części obwodu.

Skalę zdejmowanych oscylogramów wyznaczono przez wykonanie oscylogramów napięcia, prądu i czasu przy przełączeniu przyrządu do sieci wysokiego napięcia elektrowni Okręgu Moskiewskie-



Rys. 1



Rys. 2.

go. (Oscylograf przyłączono do sieci przy pomocy transformatora o przekładni 3000:100).

Rys. 1 i 2 przedstawiają wyładowania o różnych przebiegach napięcia podczas wyładowania na iskierniku.

Różnica charakterystyk wyładowań spowodowana jest różnym rozstawieniem ostrzy iskiernika. Inne czynniki pozostawały w czasie trwania pomiarów niezmienione.

Na krzywej górnej rys. 1 oddzielono 3 stadia charakterystyczne dla tego rodzaju wyładowań. Przerwa nie odnotowana przez oscylograf (a—b) powstała prawdopodobnie wskutek bardzo dużych i szybkozmiennych wychyleń bezpośrednio po przebiciu przerwy iskrowej. Zakres (b—c) obejmuje wyładowania „łukowe" o przebiegu pulsującym i również bardzo dużej częstotliwości drgań. Wyładowanie łukowe przechodzi wreszcie w wyładowanie o niskiej częstotliwości z zaznaczającym się wyraźnie w pierwszej chwili wzrostem amplitudy i przebiegu gasnącym.

Skala czasu może być ustalona, ponieważ przy 367 obr/min. czas trwania 1 okresu rozdzielacza (tj. ¼ obrotu wałka przy rozdzielaczu 4-krotnym) wynosi 0,02 sek. Stąd wynika, że czas trwania wielkiej oscylacji trwa 0,455 m/sek., czas wyładowań łukowych — 1,45 m/sek., czas gaśnięcia wyładowań małej częstotliwości (c—d) — 3,009 m/sek.

Czas wyładowania od chwili przebicia przerwy iskrowej do momentu ukończenia wyładowania trwa 4,995 m/sek.

Przebieg napięcia wtórnego, jak na dolnym oscylogramie rys. 1, nie posiada wyładowania łukowego. Przerwa w fotografii przebiegu przypomina analogiczną przerwę w krzywej górnej i nasuwa przypuszczenie, że są to również wyładowania o dużej częstotliwości, które przechodzą w tym wypadku bezpośrednio w wyładowania gasnące małej częstotliwości.

Charakterystykę górną otrzymano dla rozstawienia elektrod 1 mm, charakterystykę dolną — dla 10 mm.

W celu uproszczenia oznaczać będę przebiegi według charakterystyki górnej literą A, według dolnej — B.

Dla przebiegu B rys. 1 otrzymano czas trwania wyładowań 5,27 m/sek., co w przybliżeniu odpowiada długotrwałości wyładowania w wypadku A.

Okres wyładowań małej częstotliwości jest dla obu przebiegów ten sam i wynosi 0,545 m/sek., co odpowiada częstotliwości równej 1835 cykli/sek.

Rys. 2 zawiera oscylogramy zdjęte dla tego samego układu, lecz przy rozstawieniach ostrzy iskiernika wynoszących 3, 5 i 7 mm.

Porównywując z charakterystykami podstawowymi A i B, należy podzielić przebiegi przedstawione na rys. 2; krzywa a i b ma charakter A, krzywa c — charakter B.

Ponieważ rozstawienia ostrzy iskiernika 1 mm, 3 mm i 5 mm dają przebieg A, zaś rozstawienia 7 mm i 10 mm — przebieg B, Kanter wysnuwa stąd wniosek, zresztą potwierdzony podobno większą ilością doświadczeń, że charakter przebiegu przy stałym napięciu jest funkcją odległości ostrzy iskiernika. Należy tu przypomnieć, że większe rozstawienie elektrod odpowiada większemu ciśnieniu w cylindrze i niższej temperaturze, a mniejsze rozstawienie — mniejszemu ciśnieniu i wyższej temperaturze.

Częstotliwość wyładowań, jak sądzić można na podstawie wykonanych pomiarów, jest niezależna od rozstawienia ostrzy iskiernika.

Jeżeli chodzi o czas trwania wyładowań łukowych, to Kanter przypuszcza, że istnieje odwrotna proporcjonalność między rozstawieniem ostrzy, a czasem wyładowania łukowego, to znaczy, że przy stałych warunkach pomiaru (tym samym układzie badanym i napięciu zasilającym), iloczyn czasu wyładowania łukowego przez odstęp między elektrodami iskiernika jest wielkością stałą.

Rys. 3 i 4 przedstawiają oscylogramy napięcia wtórnego (krzywe oznaczone literą a), napięcia pierwotnego (krzywa b rys. 3) oraz prądu pierwotnego (krzywa b rys. 4). W obu wypadkach użyto przerywacza jednogarbnego. Oscylogramy te podane są przez Kantera dla pokazania jak zmienia się zapłon w wypadku istnienia błędów w rozdzielaczu. Wskutek zastosowania dwóch różnych oscylografów amplitudy wahań napięcia niskiego są większe od amplitud napięcia wysokiego.

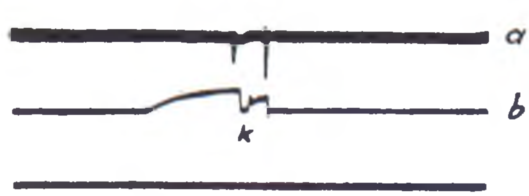
Rys. 5 przedstawia jednoczesny przebieg napięcia wtórnego (a), pierwotnego (c) i prądu pierwotnego (b). Jest to bardzo cenna zaleta tego układu oscylografów, ponieważ pozwala ocenić wzajemne zależności i oddziaływanie tych 3 jednocześnie przebiegających funkcyj.

Punkty charakterystyczne przebiegów oznaczono na oscylogramie literami:

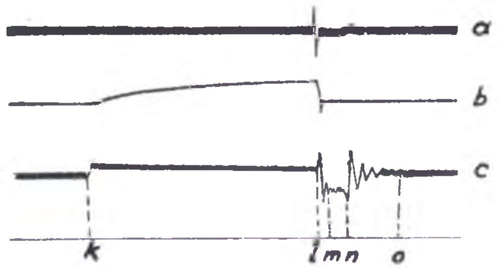
k — zwarcie kontaktów przerywacza,
l — rozwarcie kontaktów i początek wyładowania,
m — początek wyładowania łukowego,



Rys. 3.



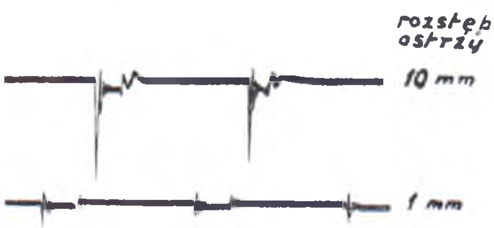
Rys. 4.



Rys. 5.

n — początek wyładowania gasnącego małej częstotliwości,
o — koniec wyładowania.

Moment zwarcia kontaktów przerywacza (k) występuje wyraźnie nie tylko na krzywych (b) i (c) lecz można go ustalić na krzywej (a). W momencie rozwarcia kontaktów punkt (l) prąd przerywa się; widoczne są jego wahania, wywołane łukiem powstającym na kontaktach przerywacza. Jednocześnie występują podskoki napięć na zaciskach uzwojenia pierwotnego i wtórnego cewki. Napięcie wtórne wywołuje przeskok między elektrodami iskiernika i następuje wyładowanie energii



Rys. 6.

nagromadzonej na cewce w ciągu czasu przepływu prądu pierwotnego (k—l). Przebieg wyładowania między punktem (l) i (o) zależy, jak już było powiedziane od rozstawienia elektrod iskiernika. Niezmienna kolejność rodzajów wyładowań (wielka częstotliwość — wyładowanie łukowe — mała częstotliwość) jest różnie przez badaczy tłumaczona. Niewątpliwie wchodzi tu w grę zmiana obwodu, biorącego udział w przebiegu, a w związku z tym i zmiana stałych obwodu.

Przypuszczać można, że wyładowania początkowe zasilane są energią ładunku, związanego z pojemnością obwodu wtórnego; pojemność ta jest mała i wobec tego częstotliwość prądu musi być dużą.

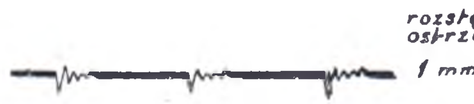
Drgania małej częstotliwości według tej teorii zachodzą z udziałem indukcyjności i pojemności obwodu wtórnego i pierwotnego cewki zapłonowej i polegają na wyzwoleniu się energii magnetycznej.

Dalszy szereg opisanych przez Kantera doświadczeń polega na badaniu wpływu napięcia na kształt charakterystyki wyładowania.

Wyniki otrzymane najlepiej ilustrują oscylogramy przedstawione na rys. 6 i 7.

Oscylogramy z rys. 6 wykonane są przy napięciu baterii 6,45 V, a oscylogram na rys. 7 — przy napięciu zasilania 1,25 V. Dwa pierwsze przebiegi mają charakter wyładowania typu A, przebieg trzeci — typu B, to znaczy, że wzrost napięcia prądu zasilającego ma taki sam wpływ na przebieg wyładowania, jak zmniejszanie odległości między elektrodami iskiernika.

Jako ostatni swój sukces Kanter podaje powiękkszenie szybkości przesuwu ekranu z 5,5 m/sek. do 9 m/sek. Szybkość ta daje możność



Rys. 7.

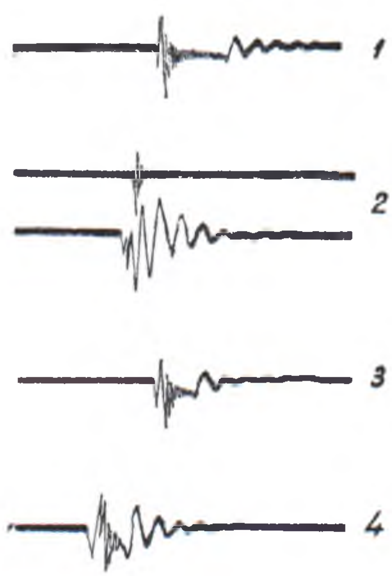
otrzymania bardziej wyraźnych zdjęć przebiegów, widocznych na rys. 8.

Opisana wyżej praca zawiera cały szereg ciekawych wyników.

Bardzo istotnym momentem jest jednoczesne zdjęcie trzech przebiegów — obu napięć oraz prądu pierwotnego, ponieważ pozwoli to na przeprowadzenie analizy zjawisk elektrycznych zapłonu.

Dalszych badań wymaga również zmienność charakteru wyładowań w funkcji napięcia, rozstawienia elektrod iskiernika oraz obrotów rozdzielacza.

Przyjmując wyżej podany sposób tłumaczenia kolejności wyładowań, należałoby również sprawdzić wpływ zmian pojemności obwodu wtórnego na częstotliwość w pierwszej fazie wyładowań



Rys. 8.

i ewentualnie ustalić wpływ innych czynników, jak na przykład budowy iskiernika, położenia elektrody jonizującej itd.

Co do niektórych wartości liczbowych, ustalonych przez Kantera, na podstawie otrzymanych oscylogramów, wydaje się, że mają one tylko znaczenie orientacyjne; dla pomiarów dokładnych należałoby stosować oscylograf o większej amplitudzie i większej szybkości.

Szybkość rozwoju konstrukcji oscylografów katodowych pozwala przypuszczać, że w niedalekiej przyszłości będą one mogły sprostać wszystkim wymaganiom koniecznym dla badań zapłonu.

LITERATURA.

[1] G. J. Finch and R. W. Sutton, The Control of Ignition — Coil Discharge Characteristics. The Proceedings of the Physical Society, 1933, N 247 str. 288.

[2] P. Sensenac, Un complément utille d'allumage par batterie: le condensateur de haute tension Auto-Volt, 1937, N 96, str. 26.

[3] M. Peters, G. Blackburn and P. Hannen. Electrical Character of the Spark Discharge of Automotive Ignition Systems. Jour. of Research, Bureau of Standards, 1937, N 4 str. 401.

[4] W. S. Kazańskij, Piezo-kwarcewyj Oscilograf. Żurnał tiechniczeskoj fiziki, 1938.

[5] A. S. Kanter, K charakterystikie iskorowogo razriada aparatow zażigania. Elektriczestwo, 1938, N 10 str. 39.

Inż. Aleksander Rummel
Koło inż. Sam. S.I.M.P.

SILNIKI Z ZAWORAMI W GŁOWICY LUB Z ZAWORAMI BOCZNYMI

Gdy konstruktor dostanie za zadanie skonstruowanie silnika, przeznaczonego dla zwykłego samochodu osobowego lub ciężarowego, stanie on przed trudnym zagadnieniem wyboru systemu rozrządu, a raczej nie tyle samego rozrządu, co wyboru sposobu umieszczenia zaworów — w głowicy lub bocznych, gdyż rozrząd górny t. zn. gdy wał rozrządczy znajduje się na głowicy i działa bezpośrednio na zawory, musi odpaść z powodu zbyt drogiej konstrukcji. Rozrząd ten stosuje się jedynie w silnikach drogich, wyścigowych lub lotniczych, w silnikach tanich używany nie jest. —

Przed kilku laty wybór ten był znacznie łatwiejszy, gdyż wiadomym było, że o ile stosunek sprężania zbliża się do 5, a moc z jednego litra pojemności ma być względnie duża, to konstruktor zmuszony był projektować silnik z zaworami w głowicy. Było to spowodowane głównie dużą skłonnością do detonacji silników z zaworami bocznymi, wskutek nieodpowiednich, teoretycznie jeszcze nie opracowanych kształtów komory spalania i gorszym napełnieniem z powodu większych oporów ssania.

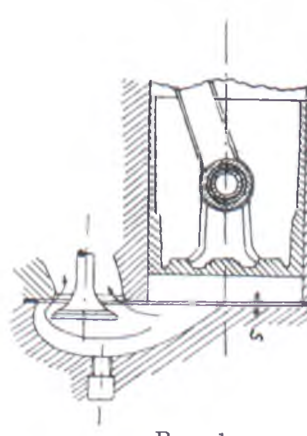
W chwili obecnej wybór ten przedstawia się znacznie trudniej, gdyż tak jeden jak i drugi system umieszczania zaworów mają swoje poważne zalety, a raczej silnik z zaworami bocznymi pozbył się w dużej mierze swoich zasadniczych wad.

Postarajmy się uzmysłowić sobie sposoby, którymi udało się silnik z zaworami bocznymi doprowadzić prawie do poziomu wydajności silnika z zaworami w głowicy.

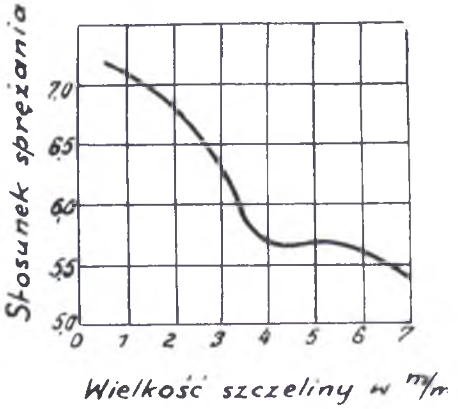
Największe zasługi w usprawnieniu silnika z zaworami bocznymi położył znany badacz angielski H. Ricardo, który po całym szeregu prób i doświadczeń doszedł do pewnego kształtu komory spalania, zwanej dziś powszechnie komorą Ricarda. — Okazało się, że zmniejszając odległość między denkiem tłoka, znajdującym się w górnym martwym punkcie, a dolną ścianą komory sprężania, przy jednoczesnym podniesieniu górnej płaszczyzny komory nad zaworami, udało się uzyskać wyższy stosunek sprężania bez objawów detonacji. Kształt komory jak również zależność stosunku sprężania od wielkości szczeliny pokazane są na rys. 1 i 2.

Dużą rolę gra tu również położenie świecy zapłonowej, którą Ricardo umieścił w okolicy zaworu wydechowego, aby najpierw zapalić gorącą część mieszanki, o dużej szybkości spalania, znajdującą się nad rozgrzanym zaworem wydechowym, już gotową do zapłonu i w ten sposób uniknąć detonacji. — Detonacja nastąpiłaby z chwilą umieszczenia świecy nad zaworem ssącym, gdyż zimna mieszanka, znajdująca się nad tym zaworem, ma mniejszą szybkość spalania i gdy płomień dojdzie już do skupiska mieszanki gorącej, a więc podatnej do samozapłonu (nad zaworem wydechowym), nastąpi detonacja tej ostatniej.

Wyniki te pozwoliły wprawdzie zwiększyć dość znacznie stosunek sprężania, lecz praca silnika była twarda i skłonności do detonacji nie dało



Rys. 1.



Rys. 2.

się uniknąć. Powodem tego był zbyt gorący zawór wydechowy.

W silniku z zaworami w głowicy zawór wydechowy ma prawie taką samą temperaturę co w silniku z zaworami bocznymi, jednakże pod zaworem tworzy się pewnego rodzaju nieruchoma poduszka z gazów spalonych, która izoluje najgorętszą część zaworu i nie pozwala na jego bezpośrednią styczność z niespaloną częścią mieszanki, znajdującej się w gazach wydechowych, a będącej detonatorem. (Rys. 3).

W silniku z zaworami bocznymi, zawór wydechowy jest ciągle, ze wszystkich stron, opływany gazami (rys. 4); aby tego uniknąć H. Ricardo skonstruował nowy typ głowicy, głowicę amortyzacyjną, w której obniżył górną ściankę nad zaworami w ten sposób, aby przy górnym położeniu zaworu wydechowego, zawór ten był możliwie jak najbliżej górnej ścianki komory sprężania (ok. 1 mm), dzięki temu uzyskując to, że gazy wydechowe nie dotykają najgorętszej części zaworu, i że najgorętsza część zaworu oddaje swoje ciepło głowicy.

W ten sposób uzyskano wprawdzie nieznaczny spadek temepratury zaworu, jednakże głównego celu t. zn. stworzenia poduszki gazowej nie udało się osiągnąć, gdyż z chwilą opadania zaworu, ruch gazów odbywał się znowu dookoła całej jego powierzchni.

Aby ruchu tego uniknąć, H. Ricardo przysunął zawory całkiem blisko bocznych ścianek głowicy, (rys. 5), co znów zmniejszyło napełnienie i również nie wytworzyło skutecznej poduszki gazowej nad zaworem wydechowym. —

Po tych doświadczeniach okazało się, że aby móc zwiększać stosunek sprężania, który podnosi sprawność termiczną silnika, koniecznym było obniżenie temperatury zaworu wydechowego również przez obniżenie temperatury mięszanki. — I to jest głównym powodem stosowania w silnikach z zaworami bocznymi głowic aluminiowych posiadających znacznie większe przewodnictwo cieplne niż głowice żeliwne. — Jednak obniżenie temperatury mieszanki powoduje zwiększone zużycie paliwa, szczególnie przy średnich mocach. Drugim powodem większego zyżycia paliwa jest większa chłodzona powierzchnia komory sprężania w silniku z zaworami bocznymi, co powoduje większe straty cieplne. (Rys. 6).

Poza tym napełnienie jest gorsze, niż w silnikach z zaworami w głowicy, z powodu większych oporów ssania, gdyż mieszanka musi zmieniać kierunek, co jest widoczne na rys. 7.

Wprawdzie nowoczesne silniki z zaworami bocznymi nie prześcignęły, pod względem termicznym, silników z zaworami w głowicy, jednakże zdobyły sobie prawa obywatelstwa. — Do zdobycia tych praw przyczyniły się w znacznym stopniu:

1) głowice aluminiowe,
2) wysoko-oktanowe paliwa,
3) pochylone zawory zmniejszające opory ssania i tym samym powiększające napełnienie (rys. 7).

Zastosowanie sprężarek, jak również nowoczesnych zaworów wydechowych wypełnionych związkami sodu, które pochłaniają i odprowadzają znacznie większe ilości ciepła niż zawory obecnie stosowane, w przyszłości przyczynić się może do zrównania obu tych typów silników.

Zwiększające się z biegiem czasu stosunki sprężania i ciśnienia efektywne silników z zaworami bocznymi uwidocznione jest na rys. 8.

Rys. 9 podaje sposoby, którymi uzyskano zwiększenie mocy. — Moce, które udało się uzyskać z jednego litra pojemności silników bocznozaworowych bez użycia sprężarek są dość wysokie, gdyż dochodzą do 60 K.M., tak że silniki te mogą być używane również dla wozów sportowych. (Rys. 10).

Na zakończenie postaram się wyszczególnić zalety i wady silników z zaworami w głowicy i zaworami bocznymi.

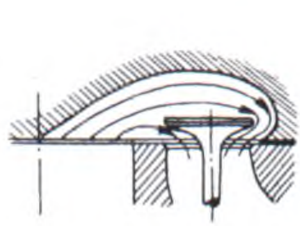
I. Silniki z zaworami w głowicy.

Z a l e t y.

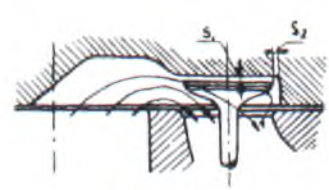
a) Większa odporność na detonację umożliwia



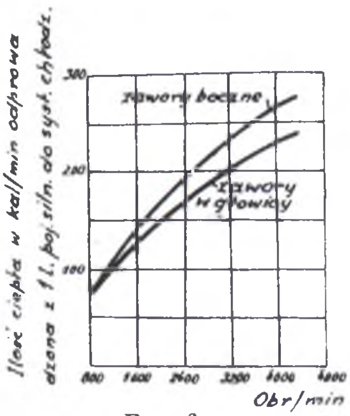
Rys. 3.



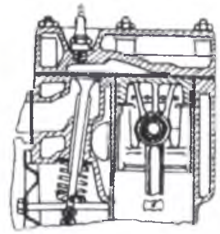
Rys. 5.



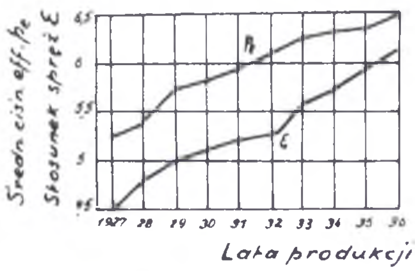
Rys. 4.



Rys. 6.



Rys. 7.



Rys. 8.

stosowanie większego stosunku sprężania nawet przy głowicy żeliwnej.

b) Większe napełnienie, a więc większe ciśnienie efektywne.

c) Żeliwna głowica i mniejsza płaszczyzna komory spalinowej — mniejsze zużycie paliwa.

d) Równomierne naprężenia cieplne.

Wady.

a) Więcej części, — droższa produkcja.
b) Głośna praca zaworów.
c) Wyższy silnik.
d) Większe siły masowe części rozrządu.
e) Boczne naciski na zawory, — prędsze wyrabianie się prowadnic zaworowych.
f) Pęknięcie zaworu, lub sprężyny zaworowej może spowodować poważne uszkodzenie silnika.

II. Silniki z zaworami bocznymi.

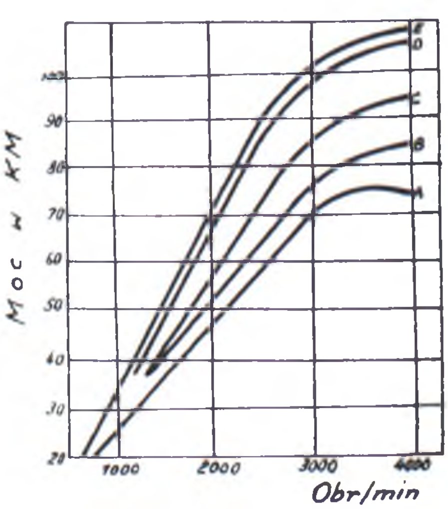
Zalety.

a) Tania i wygodna produkcja.
b) Cicha praca silnika.
c) Niższy silnik.
d) Mniejsze siły masowe części rozrządu.
e) Brak bocznych nacisków na zawory.
f) Pęknięcie zaworu lub sprężyny zaworowej nie powoduje uszkodzenia silnika.

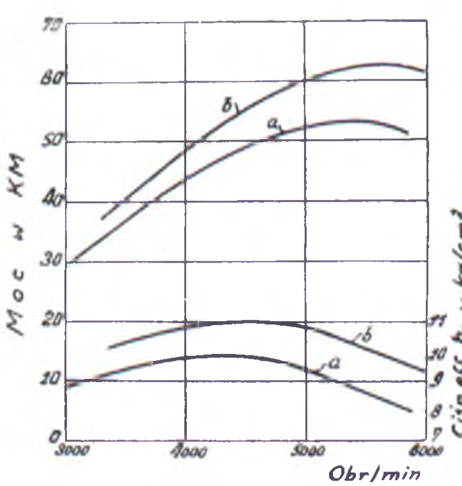
Wady.

a) Skłonność do detonacji przy wysokim stosunku sprężania, konieczność głowicy aluminiowej i wysoko oktanowego paliwa.
b) Mniejsze napełnienie cylindrów, większe opory ssania.
c) Większe zużycie paliwa.
d) Nierównomierne naprężenia cieplne, — skłonność do pękania bloków, szczególnie przy wielocylindrowych silnikach chłodzonych powietrzem.

Reasumując wszystko wyżej powiedziane dojść musimy do wniosku, że obecny silnik z zaworami bocznymi może być z powodzeniem stosowany w chłodzonych wodą silnikach wozów osobowych, (aczkolwiek cały szereg wytwórni przeszło ostatnio na silniki górne, aby uzyskać w ten sposób mniejsze zużycie paliwa), lub w silnikach V do których silnik z zaworami bocznymi specjalnie się nadaje ze względu na swoją małą wysokość i wygodny dostęp do regulacji zaworów; natomiast już w wozach ciężarowych w których zużycie paliwa odgrywa większą rolę z powodu ściślejszej kalkulacji odpowiedniejszy jest oszczędniejszy silnik z zaworami w głownicy nie mówiąc już o silnikach wyścigowych, lotniczych, lub wysokoprężnych, w których jak dotąd dominuje wyłącznie ten typ silnika.



Rys. 9.

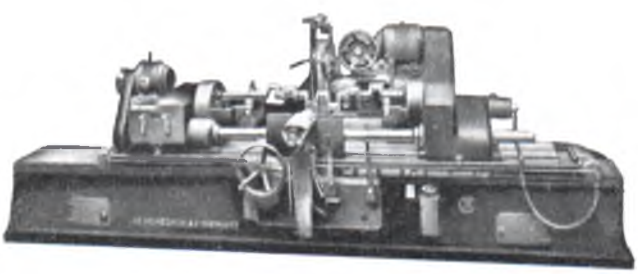


Rys. 10.

SZLIFIERKI DO CZĘŚCI SAMOCHODOWYCH

W dziedzinie budowy szlifierek samochodowych podjęto ostatnio starania zmierzające do skrócenia do minimum czasów jałowych, jak: czas zamocowania i zdjęcia części szlifowanej, odprowadzenia i doprowadzenia narzędzia (tarczy szlifierskiej), wykonania pomiaru itp.

W dziale budowy szlifierek specjalnych na uwagę zasługuje szlifierka do szlifowania czopów korbowodowych w wałach korbowych, wykonana przez firmę Reinecker — Chemnitz.



Jest ona napędzana za pomocą dwóch silników elektrycznych, z których jeden służy do napędu narzędzia, a drugi do napędu części szlifowanej. Szlifierka ta posiada urządzenie hydrauliczne do jałowego i roboczego posuwu stołu i narzędzia, do szybkiego, regulowanego, posuwu suportu podpierającego szlifowany czop oraz urządzenie do obrotu, o potrzebny kąt, grupy czopów korbowodowych, znajdujących się na jednej osi. Posuwy te i obrót włączane są samoczynnie, lub ręcznie, co jest potrzebne przy przygotowaniu maszyny do pracy.

Po założeniu wału korbowego i zamocowaniu go przy pomocy urządzenia hydraulicznego nastawia się stół i narzędzie do szlifowania jednego czopa. Następuje po tym posuw jałowy, który w odpowiedniej chwili samoczynnie zamienia się na posuw roboczy narzędzia; z drugiej strony uruchomiony zostaje posuw szybki, po czym regulowany, suportu podpierającego czop szlifowany.

Po oszlifowaniu i zmierzeniu jednego czopa następuje znowu jałowy, a po tym samoczynnie włączony posuw roboczy stołu poddający obróbce następny czop, znajdujący się w tej samej osi.

Po oszlifowaniu wszystkich czopów znajdujących się na jednej osi uchwyt mocujący wał korbowy obraca go samoczynnie do pozycji umożliwiającej obróbkę następnej grupy czopów korbowodowych.

W ten sposób szlifierka ta za jednym założeniem wału korbowego może oszlifować wszystkie jego czopy korbowodowe.

Do szlifowania garbów na wałach rozrządczych zostały przewidziane przez zakłady Ungera dwie szlifierki specjalne. Jedna z nich, o rozstawie kłów 500 mm, stosowana jest do wałów krótkich, jak wałki kułakowe pomp rozrządczych lub do oddzielnych garbów. Drugą — o rozstawie kłów 1300 mm — do wałów rozrządczych dużych silników samochodowych i lotniczych. Szlifowanie garbów na tych szlifierkach oparte jest na zasadzie kopiowania. Są one tak zbudowane, że można na nich wykonać szablon prowadzący z wzorcowego garbu, przez zamianę tarczy szlifierskiej z rolką prowadzącą.

Maszyny te są wyposażone w hydrauliczne urządzenie do ciągłego posuwu stołu o szybkości od 0,1 do 5 m/min, przy jednoczesnym, dowolnym przyspieszaniu i opóźnianiu, oraz przewidziane są skoki stołu o 40 mm w celu podania następnego garbu do szlifowania. Dla przedmiotu obrabianego są zastosowane obroty ciągłe od 5 do 40 obr/min. Z chwilą ukończenia obróbki przedmiot obrabiany jest przemyty i następuje przerwa w dopływie płynu chłodzącego. Zastosowano tu wanny przesuwne, na prowadnicach, tak aby nie przeszkadzały przy obracaniu stołu.

Cz. W.

PODDOSTAWCY FABRYKI SAMOCHODÓW A MATERIAŁOZNAWSTWO

Od jednego z najczynniejszych kolegów — współpracowników naszego czasopisma otrzymaliśmy poniższy list, który ze względu na słuszność zajętego przez Autora stanowiska przytaczamy w całości:

„W numerze 8 *Techniki Samochodowej* ukazał się bardzo ciekawy artykuł pt. „Warunki rozwoju przemysłu samochodowego", pióra p. Stanisława Bagińskiego. W artykule tym znajdujemy szereg uwag mocnych w swej treści i bardzo trafnych.

Zasada poddostawców jest umotywowana w tak gruntowny sposób, że nie uważam za wskazane pogłębianie, czy też pomnażanie dowodów słuszności tej tezy. Pragnąłbym jedynie podkreślić pewną okoliczność, a mianowicie tę, że zagadnienia materiałowe, tak przecież ważne w budowie samochodów, przedstawiają dla poddostawców trudności nie do przebycia.

Nie mam oczywiście na myśli takich poddostawców jak poważne huty, natomiast zwracam specjalną uwagę na fabryki i fabryczki, które pierwiastek pracy inżynierskiej uważają za zbędny, a nawet szkodliwy.

Jest rzeczą bardzo charakterystyczną, że takich właśnie fabryczek mamy sporo. Właściciele zatrudniają chętnie majstrów, czasem paru bardzo dobrze płatnych, natomiast nie uważają za stosowne powierzenie kierowniczych funkcyj inżynierowi.

Na zapytanie: „Dlaczego fabryka nie zatrudnia ani jednego inżyniera?“ uzyskujemy zwykle odpowiedź: „A poco mi to?“.

Brak wiadomości, które „to“ posiada dzięki paroletnim studiom (nie mówiąc już o praktyce) sprawia, że w wielu, a nawet bardzo wielu fabryczkach i fabrykach przetwórczych panuje a n a l f a b e t y z m m a t e r i a ł o w y.

Nie używałbym tak mocnego określenia, gdybym nie miał licznych sposobności ku temu, aby się przekonać w sposób pewny, że tak właśnie jest.

Jeżeli więc Państwowa Fabryka Samochodów ma udzielać danemu poddostawcy większych zamówień, ewentualnie pomocy finansowej (na zasadach wskazanych w zacytowanym na wstępie artykule), to musi być postawiony i ten dodatkowy warunek, tj. warunek zerwania z systemem produkcji podświadomej i przejścia na produkcję świadomą. Inaczej — warunek usunięcia analfabetyzmu materiałowego, a jeszcze inaczej — przejście na kierownictwo inżynierskie.

Jeżeli chodzi o urządzenia do obróbki cieplnej (i poziom na jakim jest takowa postawiona), to również należałoby postawić zupełnie określone i twarde warunki.

W taki sposób moglibyśmy dojść do pewnej klasyfikacji poszczególnych jednostek produkujących, a prerogatywy i pierwszeństwo udzielane byłyby łatwiej placówkom wyższej klasy.

Wyobrażam sobie następującą klasyfikację:

1) Fabryki posiadające kierownictwo inżynierskie, oraz laboratorium, umożliwiające dokładną kontrolę tworzyw nabywanych z zewnątrz, oraz kontrolę produkcji własnej. Ponadto możliwość prowadzenia, w tym laboratorium, prac badawczych, mających na celu wyszukiwanie nowych, doskonalszych rozwiązań.
2) Fabryki jak wyżej, lecz nie posiadające obsady i urządzeń laboratoryjnych, które umożliwiałyby prace badawcze.
3) Fabryki posiadające kierownictwo inżynierskie, lecz nie posiadające laboratorium.
4) Fabryki nie zatrudniające inżynierów.

Każda z tych zasadniczych klas miałaby podklasy, zależnie od uposażenia warsztatów, jakości urządzeń, liczby zatrudnionych fachowców itp.

Obieranie i popieranie poddostawców, oparte na powyższej klasyfikacji zapewniłoby fabryce samochodów należyte jakościowo dostawy, a na przemysł pomocniczy wywierałoby wpływ całkiem określony i wysoce korzystny“.

Inż. Jan Obrębski

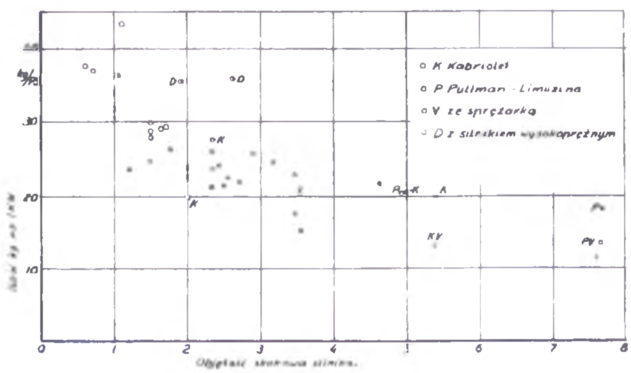
Z TECHNICZNEJ PRASY ZAGRANICZNEJ

Dążenia konstrukcyjne w nowoczesnych samochodach

Obecny kierunek w budowie wozów osobowych, dąży, obok wysiłków zmierzających do zmniejszenia oporów powietrza, do polepszenia własności trakcyjnych i powiększenia bezpieczeństwa jazdy, a także do obniżenia obciążenia jednostkowego, tzw. zredukowania ilości kg ciężaru przypadających na 1 KM.

Niższe obciążenie jednostkowe, przy podobnych silnikach i podobnej przekładni, pozwala na szybsze przyspieszenie wozu, lepsze pokonywanie wzniesień, a tym samym na uzyskanie większej szybkości podróżnej, no i oczywiście wpływa na zmniejszenie zużycia paliwa. Drogą do tego celu jest przede wszystkim lekka budowa wozów.

Wykres poniższy przedstawia obciążenia jednostkowe wozów osobowych obecnie budowanych w Niemczech. Dla limuzyn, przy uwzględnieniu ich ciężaru i max. mocy silnika, obciążenia jednostkowe, przy dużych pojemnościach silników, opadają.



Wartości te dla wozów o małym litrażu są natomiast mocno rozbieżne. Średnie wartości dowodzą jednak, że obciążenia jednostkowe w granicach 20 kg/KM są możliwe do osiągnięcia, przy obecnie używanych środkach, nawet w pojazdach małych. Nowe zasady konstrukcyjne, w połączeniu z dużym zastosowaniem lekkich metali, pozwalają przypuszczać, że granice te zostaną jeszcze bardziej obniżone.

Wysokie stosunkowo obciążenie jednostkowe przy stosowaniu silników wysokoprężnych, obok niekorzystnego przebiegu krzywej momentu obrotowego i wysokiej ceny takiego silnika, ogranicza chwiliwo szersze zastosowanie go w wozach osobowych.

Obciążenie jednostkowe nie powinno służyć jednak jako jedyna skala oceny. Niższe bowiem obciążenie jednostkowe osiągnięte wyłącznie przez podwyższenie max. mocy silnika daje w następstwie tylko część wyniemionych zalet. *(V. D. J. wrzesień, 1938 r.)*.

Ogumienie, a zdolność hamowania samochodu

Niedawno inż. Wedemeyer w Towarzystwie Techniczno-samochodowym w Berlinie opublikował nowe badania nad zachowaniem się opony w zetknięciu z jezdnią, dowodząc, że drgania pojazdu mają duży wpływ na jego zdolność hamowania, a więc i na bezpieczeństwo jazdy.

Na podstawie krzywych zmienności współczynnika przyczepności μ w zależności od szybkości, doszedł prelegent do wniosku, że przy przedłużeniu krzywej μ do szybkości około 200 km/godz współczynnik ten osiągnąłby wartość $\mu = 0{,}1$, t. j. odpowiadającą przyczepności lodu.

Wynik ten jest jednak sprzeczny z wynikami jazd rekordowych wozów wyścigowych Auto-Unionu, dla których współczynnik przyczepności przy szybkości 400 km/godz, wg. obliczeń Wedemeyera wynosił $\mu = 0{,}5$. Inni obliczali go na jeszcze więcej. Pozwala to przypuszczać, że wartość μ w pewnym obszarze wzrasta ponownie. Z rozbieżności danych, osiąganych dla współczynnika przyczepności przy różnych szybkościach, jezdniach i pojazdach prelegent wnioskuje, że posiadane wielkości, zależą od bliżej jeszcze nie ustalonych czynników, oraz od błędów przyrządów pomiarowych, przy pomocy których zostały ustalone. Tak np. przy użyciu przyrządów wahadłowych, źródłem błędów są wahadła, podlegające drganiom; przy zastosowaniu „piątego koła" trudność sprawia ustalenie sił działających w układzie hamulcowym; gdy ciągnie się przyczepkę pomiarową błędy powodują drgania jej przy hamowaniu.

Nie mierzy się więc współczynnika przyczepności, tylko pewną wartość, związaną z drganiami badanego układu, zależną od przyrządu pomiarowego, konstrukcji hamulców i innych szczegółów pojazdu. Przy małych szybkościach zbliżamy się do rzeczywistych wielkości μ, ale i tu brak dokładnych pomiarów.

Na podstawie interesujących fotografii prelegent dowodził, że drgania pojazdu w czasie hamowania pozwalają na wykorzystanie zaledwie 50% teoretycznych zdolności hamowania. Często zaś tylko przez zmianę opony (przy tych samych jej wymiarach) można poprawić tę wielkość, gdyż opony o takich samych własnościach „statycznych" różnią się „dynamicznie". I tak np. opona zużyta powodowała mniej drgań, jak opona z nowym protektorem. Ponieważ zaś drgania wpływają ujemnie na zdolność hamowania, należy je tłumić amortyzatorami, konstruowanymi nie na drgania resorów, a na rzeczywistą pracę, którą muszą wykonywać.

Dużo uwagi poświęcił zjawiskom, zachodzącym w oponie. Wykazał on na przykładzie, że przy 50%-wym przeciążeniu ogumienia ciśnienie jego wzrosło zaledwie o 3%. W ogóle zaś „gra" powietrza wynosi około 1% ciśnienia normalnego. Zatem elementem sprężystym nie jest powietrze, a ogumienie, w którym szkodliwe wzrosty temperatury powstają w miejscach największych odkształceń. Zbadano również, że na bocznych powierzchniach opony powstają siły, dążące do środka powierzchni bieżnej, a więc usiłujące oderwać ją od ziemi. Siły te są tym mniejsze, im drobniejszy jest deseń protektora. Równocześnie z tym poprawia się zdolność hamowania, ale zmniejsza trwałość ogumienia. Wielkość zaś tych sił zależy od „profilu" jezdni i do wzrostu ich przyczyniają się najbardziej drobne nierówności poprzeczne.

Prelegent demonstrował urywek filmu, który ilustrował zmianę przylegania opony do ziemi, wykazując wpływ kształtu opon i zawieszenia pojazdu na jego drgania, a tym samym na zdolność hamowania, podkreślając znaczenie jezdni, od której w dużej mierze również zależy skuteczność hamowania. W zakończeniu nawoływał on do uzgodnienia wszystkich wymienionych czynników, co pozwoliłoby na zwiększenie zdolności hamowania, a więc i bezpieczeństwa jazdy, przy jednoczesnym zmniejszeniu zużycia opon, a więc przedłużeniu ich życia. (*N. K. Z. nr 18/1938 r.*).

Stosowanie przeciwciernego żeliwa kowalnego w zastępstwie brązu

W sowieckich fabrykach samochodowych były przeprowadzone próby zastąpienia brązu żeliwem kowalnym. W pierwszym rzędzie zastosowano żeliwne tuleje na sworzniach resorowych.

Podczas gdy tuleje brązowe po przebyciu przez wóz 20 tys. km należało wymienić, tuleje z żeliwa kowalnego po przebyciu 40 tys. km były w stanie zadawalniającym.

Przy obróbce tuleji z żeliwa kowalnego powstają trudności spowodowane ich dużą twardością; czas obróbki zwiększa się w porównaniu do tuleji brązowych 3 krotnie.

Z przeprowadzonych badań wyciągnięto następujące wnioski:

Tuleje z przeciwciernego żeliwa kowalnego, jako materiału zastępującego brąz, można polecić przede wszystkim w miejscach pracujących przy dużym ciśnieniu jednostkowym, rzędu 50 — 60 kg/cm², a więc w resorach, wieszakach resorowych itp. Żeliwo kowalne nadaje się zwłaszcza do pracy w częściach posiadających małą szybkość przesunięć wzajemnych. W tych wypadkach z powodzeniem może zastąpić brązy.

Dla bardziej równomiernego zużycia tulej i współpracujących z nimi sworzni, zalecana jest twardości tulei rzędu 160 — 190° Brinella.

Budowa mikroskopowa, dająca najlepsze warunki przeciwstawienia się zużyciu, musi się składać z węgla, z ferrytowym otokiem na tle perlitu. Obecność niewielkiej ilości wolnego ferrytu jest dopuszczalna. *(Awtotraktornoje Dieło, nr 5/1938 r.).*

Światło spolaryzowane do reflektorów

Światło takie jakie znamy obecnie, nie może być skierowane na określoną powierzchnię, tak by było niewidoczne dla osoby umieszczonej w tej strefie.

Źródło światła jest nie tylko widoczne, ale oślepiające. Jedynym rozwiązaniem tego zagadnienia jest zastosowanie światła spolaryzowanego. W tym celu należy zastąpić zwierciadło reflektora, lub umieścić z przodu przezroczystą taflę polaryzującą światło w określonej płaszczyźnie.

Kierowcy byliby natomiast zaopatrzeni w okulary składające się z analizatora, nieprzepuszczającego tych promieni.

Rolę takich okularów mogłyby spełniać również szyby odwietrzne samochodów.

W ten sposób kierowca jadący naprzeciw widziałby światło odbite od przedmiotów oświetlonych, nie widziałby zaś zupełnie źródeł światła.

Rozwiązanie takie zostało oddawna należycie ocenione, a dopiero niedawno doczekało się opracowania przemysłowego.

Zbudowany „polaroid" nie przepuszcza promieni pozafiołkowych natomiast przepuszcza z łatwością promienie podczerwone. „Polaroid" nie jest łamliwy, nie rysuje się i nie ulega zniszczeniu przez wstrząsy. Jest dość wytrzymały na temperaturę: poddany działaniu temp. 120° przez czas dłuższy nie wykazał żadnych zmian. Budowa jego jest prosta: płytka z celulozy grubości filmu kinowego, zawierająca w sobie miliardy mikroskopijnych cząstek kryształu, stanowiących materiał polanzyjny, oprawiona jest między dwoma taflami szklanymi.

Jedyną wadą tego urządzenia jest konieczność 10-krotnego powiększenia mocy obecnych reflektorów,

aby przez analizator można było widzieć takie światło, odbite od przedmiotów oświetlonych równe obecnie stosowanemu.

M. I. Roper — w dyskusji nad problemem światła spolaryzowanego do reflektorów samochodowych, radzi nie zapominać o innym niemniej ciekawym rozwiązaniu; jest nim oświetlanie bardziej uczęszczanych dróg. *(La Technique Automobile et Aérienne, nr 182/1938 r.)*.

stkowe, nawet przy wąskich w stosunku do średnicy łożyskach.

Poza tym stwierdzono, że srebro przyczynia się do powiększenia twardości stopów. Brązy cynowe i berylowe (w których drobną część berylu zastępowano srebrem) oraz lekki stop magnezowo-cynowy wykazały z dodatkiem srebra bardzo ciekawe własności, zwłaszcza po odpowiedniej obróbce cieplnej. (*The Metal Industry 1938 r.*).

Odlewanie cylindrów silników lotniczych

Dyrekcja Zakładów Potez'a zastosowała do cywilnych, tanich silników lotniczych, chłodzonych powietrzem, ze względu na duży stopień sprężania (6—6,3), współpracę z głowicą ze stopu „V" i żeberka grubości 1,5 mm a głębokości 18 mm; odlew był bardzo trudny. Po kilku próbach obrano materiał o składzie: 2,8% $C_{całk.}$; 2% Si; 1,2% Mn; 0,6% P i 4,2% Ni. Pomimo dużej zawartości fosforu osiągnięto odporność na uderzenia (Frémont) 680—800 mm, obok twardości Brinella 280—320. Stop o 2,8% Ni hartowany w powietrzu od 850°C bardzo łatwo tworzył drobne ryski, co prawda ledwie widoczne, lecz nie do pomyślenia w zastosowaniu. Żeliwo o podanym składzie hartowało się samoczynnie podczas odlewania, przybierając budowę martensytyczną i twardość 380—420. Celem umożliwienia skrawania poddawano je 2-godzinnemu wyżarzaniu w 600°C. I w tym przypadku można było uniknąć powstania rysek skurcznych tylko przez powolne ogrzewanie do 600° i chłodzenie powolne razem z piecem, tak że cykl obróbki cieplnej trwał 24 godz. Ponieważ cylindry pękały, częściowo w formach, zmieniono sposób pracy, rozbierając całkiem gorące formy i przenosząc odlewy wraz z przystającą warstwą piasku do pieca o 600—620°C na 2—3 godziny, chłodząc je razem z piecem. Żeliwo wytapia się w tyglach w piecach ropowych, pod żużlem ze szkła. Dla uniknięcia przedostania się piasku do metalu wyprawia się formę emulsją wody, oleju lnianego i szkła wodnego. Początkowo żeliwo miało liczne wtrącenia żużlowe, wielkości główki od szpilki, które pochodziły, jak się okazało z rozżartej wyprawy kadzi. Kadź zastąpiono w odlewaniu tyglem grafitowym, osiągając pełne powodzenie. Zastosowanie żeliwnych cylindrów w 6-ciocylindrowym silniku gwiaździstym obniżyło jego cenę o 7—8% podnosząc jego ciężar o 6 kg na 130 kg w przypadku cylindrów stalowych. Zużycie gładzi po 1000 godzinach nie osiągało na żadnym z cylindrów 0,03 mm, a średnio wynosiło 0,02 mm bez żadnych nieregularności, pomimo małej wysokości płaszcza tłoka. (*R. Chavy, Foundry Trades Review, 59 (1938) Nr 1151 (8.9.), str. 173*).

K.

Zastosowanie srebra do stopów łożyskowych

W „Batelle Memorial Institute" przeprowadzono ostatnio próby ze srebrem, jako metalem łożyskowym do silników lotniczych. Czyste srebro dało dobre wyniki. W stopach z innymi metalami powodowało obniżenie się własności przeciwciernych. Sprawdzono to na wielkiej ilości stopów, między innymi z ołowiem i miedzią.

Jednakże łożyska „srebrowe" mają wiele zalet, między innymi dobre przewodnictwo cieplne i dużą wytrzymałość.

W czasie prób stwierdzono małą wrażliwość tych łożysk na smarowanie zużytym olejem. Powierzchnie łożysk pracujących na świeżym i starym oleju wykazywały takie same braki zużycia.

Jak wynika z prób prowadzonych przez General Motors srebro znosi dobrze wysokie naciski jedno-

Chłodzenie tłoków solami sodu

Sprawa chłodzenia tłoków staje się poważnym problemem w silnikach o wielkiej mocy jednostkowej, chłodzonych powietrzem. Z tych największe trudności do opanowania przedstawia silnik lotniczy.

Normalnie chłodzenie tłoków zapewnia się obecnie przez danie odpowiedniej grubości ścianek, oraz obfitego użebrowania od wewnątrz. Stosunkowo duża ilość oleju spływa po użebrowaniu, odbierając przy tym pewną ilość ciepła. Doświadczenia poczynione kilka lat temu wykazały, że tłoki wypełnione częściowo solami sodu, wymagają cieńszych ścianek i mniejszego użebrowania.

Doświadczenia dokonane w ciągu tych kilku lat wykazały, że chłodzenie wewnętrzne przy pomocy soli daje wyniki bezwzględnie lepsze niż tłoki użebrowane.

Jeśli tłoki takie nie znalazły dotychczas zastosowania, to jedynie z powodu trudności konstrukcyjnych na jakie napotkano.

W roku 1934 Robert Jardine wysunął koncepcję umieszczenia ochładzacza w zamkniętym kapslu, który byłby wlutowany lub nawet odlany wspólnie z tłokiem. Od roku dopiero, tłok przeznaczony do chłodzenia solami został wykonany przez proste wytoczenie denka i osadzenie w nim stalowego naczynia, wypełnionego częściowo sodem. Próby z tym tłokiem wykonane na silniku chłodzonym wodą o średnicy cylindrów 67 mm, typu C. F. R. z kompresorem wykazały, że tłok ten nie wymagał ograniczenia mocy, czego nie można było powiedzieć o tłoku aluminiowym, silnie użebrowanym, normalnie stosowanym na silniku C. F. R.

Prace badawcze z tym tłokiem zostały jednak zaniechane, do czasu gdy zaczęto odczuwać wielkie kłopoty z badaniem paliw do silników lotniczych, a to z powodu zapiekania się pierścieni.

Przy tych badaniach okazało się koniecznym osiągnięcie w koszulkach chłodzących temperatur rzędu 180° do 210°, aby znaleźć się w warunkach pracy silników lotniczych. Temperatury bowiem powyżej 180° mają w silnikach doładowywanych ogromny wpływ na rozkład oleju i powodują szybkie unieruchomienie pierścieni.

Badania przeprowadzone ze wzmiankowanym tłokiem, wykazały, że pod względem zapiekania się pierścieni zachował się on bezsprzecznie lepiej od wszelkich innych tłoków. Najlepsze wyniki osiągnięte z tym tłokiem są następujące: przy średnim ciśnieniu indykowanym 29,4 kg/cm² i 1800 obr/min oraz chłodzeniu wodą pod ciśnieniem, temperatura wody wylotowej wynosiła 130°, a temperatura głowicy 150°.

Dla średniego ciśnienia indykowanego 21 kg/cm², 1800 obr min temperatura wody wlotowej 180°, temperatura wody wylotowej — 210°, a temperatura głowicy — 260°.

Wyniki trochę anormalne wskazują, że dla b. wysokich temperatur ścianki cylindra, tłok chłodzony sodem nie pozwala na uzyskanie tak wysokiego średniego ciśnienia, jakie można uzyskać na tłoku aluminiowym, bez żeber, w analogicznych warun-

kach paliwowych (oktanowych) i przy tych samych temperaturach ścianek.

Opisany tłok działa doskonale z luzem 0,12 mm nad górnym pierścieniem.

Przypuszczamy, że wystarczy to do wyjaśnienia jego wyższości, jeśli chodzi o zapiekanie się pierścieni, gdyż zamyka się w ten sposób, albo zmniejsza dopływ gazu pod dużym ciśnieniem do górnego pierścienia.

W próbach, które trwały ponad 200 godzin, nie stwierdzono koksików pochodzenia olejowego w dolnej części wstawki. Choć doświadczenia były dość ograniczone — osiągnięte rezultaty zdają się wskazywać, że tłok chłodzony sodem da się z korzyścią zastosować tam, gdzie zapiekanie się pierścieni pochodzi od zbyt wysokiej temperatury. *(La Technique Automobile et Aérienne, paźdz. 1938, Nr 186, art. S. D. Heron i B. Read).*

Allgemeine Automobilzeitung Nr 51 z 1938 r. zawiera między innymi artykuły:

Ein Fernlenk Auto,
Neues vom Volkswagen,
Die Messung der Zylindertemperatur,
Der Fiat 2800.

Automobiltechnische Zeitschrift z dnia 10.12.38 r. (Nr 23) zamieszcza prace:

Strohhäckera — Ausgleich, Übersetzungs Getriebe für mehrachsangetriebene Kraftfahrzeuge,
H. Blumego — Elektrofahrzeuge.

Deutsche Fahrzeug Technik Nr 23/24 z grudnia 1938 r. zawiera między innymi artykuł pt. Vierrad Anhänger N916 für 4000 kg. Nutzlast.

Motor Nr 10 zamieszcza:

F. Wittekinda — Pariser Automobil Salon 1938,
H. Fibelkorna — Der Einheits Diesel Motor.

Neue Kraftfahrer Zeitung zamieszcza w *Nr 52 z 1938 r.*:

Der Opel Kapitän,
Elektrotechnische Nachhilfestunde.

V.D.I. Nr 53 z r. 38 zamieszcza aktualne prace o Sudetach, m. innymi:

Technik und Wirtschaft im Sudetenland,
Kohle und Erz im Sudetenland, poza tym artykuł pt.
Betriebswerte von Fahrzeug Diesel Motoren.

La Technique Automobile z grudnia 1938 r. zamieszcza artykuły:

Le Tungsten et son role dans l'Industrie Automobile — P. M. Heldta,
Quelques details de construction des Automobiles de Course Modernes — M. B. Fordtera,
Moteurs Diesel récents pour la traction automobile — H. Schneidera oraz
L'Electricité statique et l'automobile — J. Geschelina.

La vie automobile z grudnia 1938 r. (Nr 1151) zamiera:

C. Faroux — Moteur d'avion et moteur d'automobile,
Dokończenie artykułu H. Petit pt. Quelques reflexions sur le Salon de 1938 r., tegoż autora:
Le moteur qui a manqué d'eau, oraz
Resistence au roulement et resistance de l'air.

Army Ordnance Nr 111 (ostatni z r. 1938) zamieszcza prace:

J. Fuller — The Spanish War,
R. Somers Hayes — Elements of Ordnance,
C. Wingate Reed — Training Ordnance Reserves.

Automobile Engineer Nr 379 z grudnia *1938 r* zawiera między innymi:

The Automobile Research Commitee,
The Motor Cycle Show.

Bus Transportation Nr 12 zamieszcza artykuł:

Mack-Lanora — Four Cycle Diesel Keeping,
The Carburetor On Strickt Diet.

S.A.E. Journal z grudnia 1938 r. zawiera:

F. G. Shoemakera — Automotive Two Cycle Diesel Engines,
S.A.E. World Automotive Engineering Congress, may 22 — june 8, 1939 r.

CENY OGŁOSZEŃ:

1 str. — zł 300.—
½ str. — zł 165.—
¼ str. — zł 90.—
⅛ str. — zł 45.—
$^{1}/_{16}$ str. — zł 25.—

Za II i III str. okładki 50% dopłaty.
Za I i IV str. okładki 100% dopłaty.
Za ogłoszenie o poszukiwaniu pracy $^{1}/_{16}$ str. — zł 8.—

Przy ogłoszeniach wielokrotnych rabat:
5% przy 3 krotnym
10% „ 6 krotnym
15% „ 12 krotnym
20% „ 24 krotnym

Warunki przedpłaty: Rocznie — 10 zł, półrocznie — 5 zł.

Przedpłatę należy wpłacać do PKO na konto nr 22505 — „Technika Samochodowa" lub pocztowymi „Przekazami Rozrachunkowymi", w cenie 1 grosz za sztukę bez dodatkowych opłat manipulacyjnych.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA „TECHNIKI SAMOCHODOWEJ" WARSZAWA, AL. JEROZOLIMSKA 8 M. 13
czynna codziennie od godz. 9 — 16 oraz we wtorki i piątki od godz. 18 — 20.
Rachunki regulowane są we środy i soboty w godz. urzędowych. Telef. 281-85.

60 – Zakłady Drukarskie W. Piekarniaka, Warszawa, Okólnik 10, tel. 644-59 i 693-40.


NA JESIEŃ i ZIMĘ NIEZAWODNY
OPEL
Rozmiękłe, pełne wybojów drogi i gołoledź — są to nieodłączne towarzyszki każdego automobilisty w Polsce późną jesienią i zimą. Tylko wóz o znakomitym resorowaniu i pewnych hamulcach dotrze niezawodnie do celu.
„Opel" Kadett i Olympia wykazały na naszych drogach, że posiadają nie tylko w pełni powyższe walory ale nadto odznaczają się szybkim startem i odpornością silnika na zamarzanie.
Najlepiej przeto nabyć w okresie jesienno-zimowym NIEZAWODNEGO OPLA!
OPEL OLYMPIA
Moc silnika 37 KM
Pojemność cylindrów 1,5 ltr.
OPEL KADETT
Moc silnika 23 KM
Pojemność cylindrów 1,1 ltr.
Niezależne zawieszenie przednich kół
Stalowa samonośna karoseria
Hydrauliczne hamulce
OD Zł 6.200.—
OD Zł 5.200.—
montowane w zakładach Lilpop, Rau i Loewenstein S. A., Warszawa, licencja General Motors